



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“ACOPLAMIENTO DE UN TURBOCOMPRESOR A UN
CICLO GEOTERMOELÉCTRICO DE BAJA POTENCIA”

T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

José María Mora Díaz

DIRECTOR DE TESIS:

M.I. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, México D.F. Febrero 2016



Agradecimientos y Dedicatoria:

Son tantas las personas a las que debo agradecer y pocas a las que va dedicado este trabajo... gracias a su apoyo, paciencia y comprensión, pude concluir con éxito la etapa más importante de mi vida hasta el momento como estudiante.

A mi familia.

Muchas gracias a todos por el apoyo incondicional, por el valor que me han dado como estudiante pero sobre todo como persona. Por siempre creer en mí y estar al pendiente en todos los aspectos.

A mis padres.

*A ti **JOSÉ ANTONIO**...por ser mi ejemplo a seguir, por ser la persona más responsable que conozco. Por siempre procurar a tu familia, por tu valentía y determinación. Por ser el mejor padre que pueda existir. ¡Por ser el mejor ingeniero del mundo!*

*A ti **SONIA**... por dejarme claro día con día lo que es un amor verdadero, el amor de madre. Por apoyarme en todo momento, por tu comprensión y paciencia. Por intentar cultivar en mí el deseo de andar en el camino de la verdad. ¡Eres por mucho, la mejor mamá del mundo!*

Gracias a ambos por hacer de mí la persona que soy, por estar siempre a mi lado, por haberme dado siempre una buena educación, por enseñarme a valorar las cosas, por haberme dado la vida.

*A mi hermano **MARCO ANTONIO**... Que aunque permanece dormido desde hace algunos años, siempre está conmigo. Porque sé que estaría feliz de verme concluir esta etapa tan importante en mi vida. A ti que nos esperas a todos allá, en aquel lugar en donde no existe dolor ni sufrimiento. ¡Cuánta falta me haces!*

*A mi hermano **MAXIMILIANO**... por ver en mí un ejemplo de persona, por su incondicional amor de hermano menor. Quiero verte crecer, quiero verte triunfar. Quiero ayudarte a sentar buenas bases en tu presente, para que forjes un excelente futuro.*

A la UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MEXICO.

En especial a la facultad de Ingeniería por haberme regalado los mejores días de mi vida. Por tus pasillos y en tus aulas pude conocer a los mejores amigos, personas que, en un ambiente competitivo, se interesan en ti.



Al grupo multidisciplinario IIDEA.

Por permitirme formar parte de ustedes. Muchas gracias a los que me apoyaron en el desarrollo de este trabajo. En especial a Pedro, muchas gracias por tu tiempo.

A DIOS.

Por su enorme bondad y su infinita misericordia. Gracia Jehová por permitirme estar de pie todos los días. Por brindarme parte de tu espíritu y darme discernimiento y sabiduría, para tomar buenas decisiones.

Resumen

La energía geotérmica es una energía renovable que aprovecha el calor existente en el subsuelo del planeta. El uso que se le da a este tipo de energía está en función de su contenido de calor, es decir, de su entalpía. En este trabajo se desarrolló de manera detallada el análisis de un ciclo binario (arreglo de un ciclo Rankine), principalmente en su dispositivo de generación de potencia, la turbina.

Si bien, el ciclo desarrollado por el grupo multidisciplinario IIDEA ya cuenta con el diseño de una turbina de vapor, se decidió tener un sistema alternativo que cumpla la misma función, es por eso que se llevó a cabo el acoplamiento de un turbocompresor. La selección y diseño de los componentes de este sistema, tienen como objetivo generar 1 kW de potencia como consecuencia del giro aproximado de 25,000 rpm de una turbina. Sin embargo, debido a las limitaciones del ciclo que se verán más adelante, en las pruebas experimentales se lograron obtener 6,040 rpm y una potencia correspondiente de 219 [W].

Factores como el estado del fluido y la calidad del vapor influyeron en los resultados, es por eso que no se llegó al valor de velocidad y potencia esperado. Sin embargo, las gráficas de resultados dejan claro que el comportamiento del equipo es tal y como se esperaba, a medida que el gasto y las rpm aumentan, la potencia también aumenta.



Índice

| | |
|---|----|
| <i>Capítulo 1 Energía Geotérmica</i> | 1 |
| 1.1 Energía Geotérmica..... | 1 |
| 1.1.1 Definición. | 1 |
| 1.1.2 Breve historia de la energía geotérmica. | 3 |
| 1.2 Clasificación de la Energía Geotérmica. | 5 |
| 1.2.1 Usos y aplicaciones de la energía geotérmica..... | 6 |
| 1.3 Recursos Geotérmicos..... | 7 |
| 1.3.1 Clasificación de los recursos geotérmicos..... | 8 |
| 1.4 La energía geotérmica en México. | 10 |
| 1.4.1 Centrales eléctricas geotérmicas en México..... | 11 |
| 1.5 Generación eléctrica en ciclos geotérmicos..... | 12 |
| 1.5.1 Ciclo a contrapresión..... | 13 |
| 1.5.2 Ciclo a condensación flash. | 13 |
| 1.5.3 Ciclo a condensación doble flash. | 15 |
| 1.5.4 Ciclo binario..... | 16 |
| 1.6 Ciclos Orgánicos. | 17 |
| 1.6.1 Ciclo Rankine Orgánico (ORC). | 17 |
| 1.6.2 Ciclo Kalina. | 18 |
| 1.7 Ciclo BEI-IIDEA. | 20 |
| <i>Capítulo 2 Turbomaquinaria</i> | 23 |
| 2.1 ¿Qué es una turbomáquina?..... | 23 |
| 2.2 Turbinas convencionales en ciclos binarios. | 25 |
| 2.2.1 Turbinas de acción..... | 25 |
| 2.2.2 Turbinas de reacción. | 25 |
| 2.3 Turbocompresor..... | 26 |
| 2.4 Tipos de turbocompresores. | 28 |
| <i>Capítulo 3 Rediseño del turbocompresor</i> | 30 |



| | |
|--|-----------|
| 3.1 Proceso para el acoplamiento del turbocompresor..... | 30 |
| 3.1.1 Análisis del sistema ORC..... | 32 |
| 3.1.2 Selección del turbocompresor. | 34 |
| 3.1.3 Estudio de las variables termodinámicas involucradas en la turbina. | 35 |
| 3.1.4 Evaluación de elementos auxiliares. | 38 |
| 3.1.5 Triángulo de velocidades y ecuación de Euler. | 44 |
| 3.1.6 Acoplamiento del turbocompresor..... | 48 |
| 3.2 Manufactura..... | 54 |
| 3.3 Pruebas experimentales..... | 59 |
| <i>Capítulo 4 Análisis de resultados.....</i> | <i>62</i> |
| <i>Capítulo 5 Conclusiones.....</i> | <i>66</i> |
| Trabajo a futuro. | 67 |
| <i>APÉNDICE 1</i> | <i>68</i> |
| <i>APÉNDICE 2</i> | <i>65</i> |
| <i>Referencias.....</i> | <i>66</i> |



Índice de Figuras

Capítulo 1

| | |
|---|----|
| Figura 1. 1 Estructura interna de la tierra (Trillo, 2011)..... | 2 |
| Figura 1. 2 Primera instalación de generación eléctrica en Italia (Trillo, 2011). | 3 |
| Figura 1. 3 Después de 100 años, Laderello sigue siendo productivo (Trillo, 2011). | 4 |
| Figura 1. 4 Usos de la energía geotérmica en base a su nivel de temperatura (Trillo, 2011). | 6 |
| Figura 1. 5 Representación de un sistema geotérmico (IDAE, 2008). | 7 |
| Figura 1. 6 Sistema (Hot Dry Hot) HDR (Fanelli, 2004). | 9 |
| Figura 1. 7 Sistema magmático («Geotermia.org.mx, s.f.) | 10 |
| Figura 1. 8 Potencial mundial geotérmico (Loksha, 2012). | 10 |
| Figura 1. 9 Ubicación de campos geotérmicos en explotación (Gutierrez, 2010). | 12 |
| Figura 1. 10 Turboalternador (Trillo, 2011). | 12 |
| Figura 1. 11 Ciclo a contrapresión (Jiménez, 2012). | 13 |
| Figura 1. 12 Ciclo a condensación (Jiménez, 2012). | 14 |
| Figura 1. 13 Ciclo a condensación con doble flasheo (Jiménez, 2012). | 15 |
| Figura 1. 14 Ciclo binario. (Jiménez, 2012). | 16 |
| Figura 1. 15 Ciclo Rankine Orgánico (Fanelli, 2004). | 18 |
| Figura 1. 16 Ciclo CBEI propuesto por IIDEA. (Jiménez, 2012) | 20 |

Capítulo 2

| | |
|--|----|
| Figura 2. 1 Clasificación de las turbomáquinas (Mataix, 1973). | 23 |
| Figura 2. 2 Turbomáquinas según la dirección el flujo (Diez, 2009). | 24 |
| Figura 2. 3 Esquema de una turbina de gas (Mataix, 1973). | 26 |
| Figura 2. 4 Componentes principales de un turbocompresor (Alvear, 2003). | 27 |

Capítulo 3

| | |
|---|----|
| Figura 3. 1 Diagrama que muestra el proceso que se seguirá para la selección y acoplamiento del turbocompresor al CBEI. | 31 |
| Figura 3. 2 Turbocompresor de automoción para vehículo SMART. | 35 |
| Figura 3. 3 Turbina radial del turbocompresor. Vista lateral (1a) y (1b); Vista superior (2a) y (2b); Sección de vista superior (3a) y (3b).* | 39 |
| Figura 3. 4 Diseño de la tobera convergente-divergente..... | 41 |
| Figura 3. 5 Conjunto turbina-tobera. | 42 |
| Figura 3. 6 Buje del eje. | 42 |
| Figura 3. 7 Conjunto turbina-buje-cartucho..... | 43 |



| | | |
|--------------|--|----|
| Figura 3. 8 | Ensamble de componentes. | 43 |
| Figura 3. 9 | Triángulo de velocidades y esquema de trayectorias dentro del rodete (Mataix, 1982). | 44 |
| Figura 3. 10 | Triángulo de velocidades de entrada y salida sobre los álabes de la turbina. | 45 |
| Figura 3. 11 | Diseño de la carcasa de la turbina. | 48 |
| Figura 3. 12 | (a) Sección de admisión, (b) Sección de descarga. | 49 |
| Figura 3. 13 | Ensamble carcasa – cartucho. | 50 |
| Figura 3. 14 | Buje y rondana que dan ajuste a la turbina..... | 51 |
| Figura 3. 15 | Soporte o base del sistema. | 51 |
| Figura 3. 16 | Ensamble final del sistema. (a) Vista frontal; (b) Vista lateral; (c) Isométrico. | 52 |
| Figura 3. 17 | Sujeción de la barra de bronce en el torno. | 54 |
| Figura 3. 18 | Maquinado de la carcasa..... | 55 |
| Figura 3. 19 | Trazado del círculo de barrenos. | 55 |
| Figura 3. 20 | Maquinado para el tubo de entrada de vapor. | 56 |
| Figura 3. 21 | Maquinado del conducto de entrada de vapor..... | 56 |
| Figura 3. 22 | (a) Centrado del cartucho en el torno para lograr un corte uniforme. (b) Barrenado y roscado de los tres orificios para el ensamble. | 57 |
| Figura 3. 23 | Soporte del sistema. | 58 |
| Figura 3. 24 | Freno montado sobre turbina axial (Martínez, 2012). | 59 |
| Figura 3. 25 | Turbocompresor acoplado a ciclo Rankine convencional en lab. M.T (a) y (b)..... | 61 |

Capítulo 4

| | | |
|------------|--------------------------------|----|
| Figura 4 1 | Gráfica GASTO VS RPM..... | 63 |
| Figura 4 2 | Gráfica POTENCIA VS RPM. | 63 |
| Figura 4 3 | Gráfica POTENCIA VS GASTO..... | 64 |

Índice de Tablas

| | | |
|----------|--|----|
| Tabla 1. | Clasificación de la energía geotérmica (Trillo, 2011). | 5 |
| Tabla 2. | Potencial geotermoeléctrica (Negrín., 2007). | 11 |
| Tabla 3. | Capacidad de generación en los cuatro campos geotérmicos en México (Bert, 2011). | 11 |
| Tabla 4. | Comparación del potencial generado entre los dos ciclos (Zárate, 2013). | 21 |
| Tabla 5. | Datos de los equipos y potencia de generación del ciclo CBEI. | 32 |
| Tabla 6. | Estados termodinámicos del ciclo. | 34 |
| Tabla 7. | Estados 8 y 9 del ciclo BEI. (IIDEA, 2013) | 34 |
| Tabla 8 | Valores obtenidos de las pruebas. | 62 |



Nomenclatura

| | | | |
|-------------|---------------------------------|-----------|--|
| A | Área | \dot{m} | Flujo másico |
| α | Ángulo formado entre w y u | n | Rpm |
| β | Ángulo formado entre c y u | P | Presión |
| c | Velocidad absoluta | Pa | Pascales |
| $^{\circ}C$ | Grados centígrados | P_u | Potencia |
| C_n | Velocidad perpendicular al área | Q | Calor |
| cal | Caloría | rpm | Revoluciones por minuto |
| D | Diámetro | r | Radio |
| dc | Diferencial de velocidad | ρ | Densidad |
| dp | Diferencial de presión | s | Entropía |
| dt | Diferencial de tiempo | seg | Segundos |
| dz | Diferencial de altura | t | Tiempo |
| dE | Diferencial de energía | T | Temperatura |
| dQ | Diferencial de calor | u | Velocidad tangencial |
| dW | Diferencial de trabajo | w | Velocidad relativa |
| E | Energía | W | Watts |
| F_x | Fuerzas en dirección x | \dot{W} | Trabajo realizado |
| g | Aceleración de la gravedad | ω | Velocidad angular |
| h_n | Entalpía | Y_u | Energía específica |
| h_0 | Entalpía de estancamiento | z | Altura |
| H | Energía disponible (carga) | | |
| H_u | Altura equivalente | | |
| l | Brazo de momento | IIDEA | Desalación y energías alternas-Instituto de Ingeniería |
| K | kelvin | CEBI | Ciclo Binario de Evaporación Instantánea. |
| kg | kilogramos | ORC | Organic Rankine Cycle |
| kJ | Kilojoules | | |
| m | metro | | |
| m | masa | | |
| mm | milímetros | | |



Prólogo

Una forma de contribuir al cuidado del medio ambiente es usar energías limpias, tal es el caso de las energías renovables. Las energías renovables se vuelven una alternativa cuando se tienen en frente efectos contaminantes y agotamiento de combustibles fósiles. Estas se obtienen de fuentes naturales virtualmente inagotables, principalmente por dos factores, por la gran cantidad que contienen de energía, y porque tienen la capacidad de regenerarse por medios naturales.

En el capítulo 1 se da un panorama general de lo que es la geotermia, campo que se dedica al estudio de las condiciones térmicas de la tierra, una breve historia de este tipo de energía y su evolución a través del tiempo; aspectos generales de la clasificación que adopta y el uso que se le da, la situación de nuestro país con base en el aprovechamiento de este recurso y los distintas formas o arreglos para generar electricidad a partir de ciclos geotérmicos.

El grupo multidisciplinario IIDEA (Instituto de Ingeniería, Desalación y Energías Alternas) está interesado en explotar dicho recurso, es por eso que hace uso de la tecnología y de sus habilidades para poder generar energía eléctrica mediante el uso de un Ciclo Binario de Evaporación Instantánea (CBEI). Uno de los equipos más importantes que operan dentro del ciclo, es la turbina, ya que en ella se genera trabajo y a su vez se genera energía eléctrica, debido a la expansión de un fluido.

Debido a que la turbina es el equipo de más costo que contiene el ciclo, IIDEA busca emplear un equipo que sea más accesible económicamente, pero que cumpla con la tarea que desempeña la turbina, por lo cual se pretende trabajar con un turbocompresor. Es por eso que en el capítulo 2 se abordan principalmente las características de una turbomáquina, tratando de manera puntual al turbocompresor, dispositivo del que se habla en este trabajo, así como los tipos de turbocompresores que existen y aspectos particulares sobre dicho componente.

En el capítulo 3 se expone el proceso que se sigue para la elección y el acoplamiento del turbocompresor, y la manufactura empleada para la obtención de un modelo óptimo.

Finalmente, el capítulo 4 muestra los resultados obtenidos del sistema en funcionamiento, así como un análisis e interpretación gráfica de dichos resultados, y un capítulo 5 que abarca las conclusiones de este trabajo.



Capítulo 1 Energía Geotérmica

En este capítulo se aborda de manera introductoria en qué consiste la Energía Geotérmica, definición, y cómo ha evolucionado su desarrollo a lo largo de la historia. La importancia que tiene que las energías renovables sean foco de atención y blanco de estudio por todo el mundo.

Además, se muestra la clasificación de este recurso, los usos y aplicaciones que tiene, su relación con la generación de energía eléctrica y un panorama del potencial de México basado en el desarrollo e investigación de la energía geotérmica.

1.1 Energía Geotérmica.

Existen en la naturaleza diversas manifestaciones de energía, las cuales se presentan con posibilidades potenciales de ser utilizadas sin límite para satisfacer las necesidades de la vida humana, y cuyo aprovechamiento representa un impacto ambiental mínimo. A este tipo de energías se les denomina energías alternas.

La energía geotérmica es una energía renovable que aprovecha el calor existente en el subsuelo del planeta. Las manifestaciones de este tipo de energía son: fumarolas, manantiales termales, geiseres, volcanes, etc. (Trillo, 2011).

1.1.1 Definición.

Por definición, energía es la capacidad que tienen los cuerpos o conjunto de éstos para producir algún tipo de trabajo. Todo cuerpo que pasa de un estado a otro da como resultado fenómenos físicos que son sólo manifestaciones de alguna transformación de energía (Alomá Chávez & Malaver, 2007).

Desde un punto de vista práctico, se denomina energía geotérmica o geotermia al estudio y utilización de la energía térmica que, transportada a través de roca y/o de fluidos, se desplaza hacia los niveles superficiales de la tierra (Aviña Jimenez, 2012).

Las dos principales aplicaciones de esta energía que se dan en la vida cotidiana son: climatizar y obtener agua caliente sanitaria de manera ecológica tanto en grandes edificios (oficinas, fábricas, hospitales, etc.) como en viviendas (IDAE, 2008).

Estructura interna de la Tierra.

Desde el centro hasta la superficie, la Tierra está constituida por tres capas decrecientes de temperatura: núcleo, manto y corteza (Gutierrez, 2010).

El núcleo, centro de la Tierra, está constituido por material sólido en su parte interior y líquido en su parte exterior (figura 1.1). Alcanza temperaturas aproximadamente de 4,200 °C. El manto, que envuelve al núcleo, alcanza temperaturas que van desde los 3,000 °C a 1,000 °C. La parte sólida del manto constituye la litosfera que a su vez se fragmenta en varias capas. La corteza, cuyo espesor varía de 5 a 20 km en las profundidades oceánicas, y desde 30 a 70 km bajo los continentes, varía su temperatura desde los 1,000 °C en su contacto con el manto, hasta los 15-20 °C de la superficie terrestre (Gutierrez, 2010).

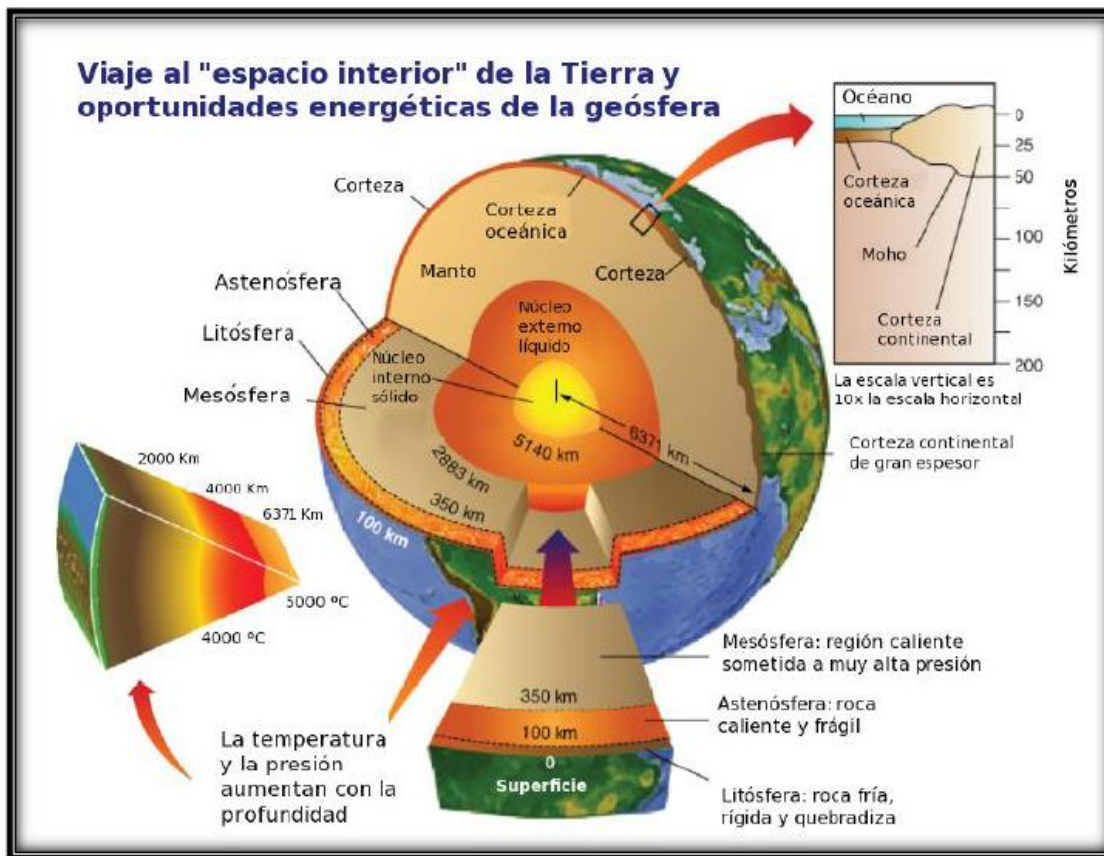


Figura 1. 1 Estructura interna de la tierra (Trillo, 2011).

1.1.2 Breve historia de la energía geotérmica.

Debido a lo que ya se mencionó anteriormente, el agotamiento de los combustibles fósiles se ha vuelto un foco de atención en el mundo, es por eso que ha crecido un interés por obtener un tipo de energía duradera, capaz de reducir o estar exenta de emisiones contaminantes, aportando sumo cuidado al medio ambiente.

Es totalmente notorio que el uso de los recursos geotérmicos es tan antiguo como la presencia del hombre. Hace más de 10,000 años, los nativos de Norteamérica, ya usaban las aguas termales para satisfacer sus necesidades, como cocinar sus alimentos y también con propósitos medicinales (Trillo, 2011).

No fue hasta la época de los griegos, y posteriormente los romanos, que se dejaron numerosos ejemplos de aplicaciones de la energía geotérmica, principalmente en la calefacción urbana y en los entonces tradicionales baños públicos y termas, tal y como se observa en la figura 1.2. (Solcima.es., 2011).

Un ejemplo de ello son Las termas de Caracola, en Roma, con un aforo para 1,600 personas; las instalaciones de Aeculapium y la antigua Pérgamo, donde el hospital empleaba el agua caliente de sus instalaciones, procedente de aguas termales de la ciudad. Los romanos fueron los encargados de difundir el uso de la geotermia por todo el imperio, extendiéndose con el paso del tiempo a Japón, América y Europa (Trillo, 2011).

En 1330 ya existía una red de distribución de agua caliente en Francia. En Italia, 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 así poder utilizarlo.



Figura 1. 2 Primera instalación de generación eléctrica en Italia (Trillo, 2011).

En 1833, en el barrio de Grenelle, en París, se inició el primer sondeo profundo, en un pozo artesiano de 548 m de profundidad, que tardó 8 años en construirse y captó agua potable a 30 °C en el acuífero de arenas albienses de la Cuenca de París. En 1892, en Estados Unidos, Boise, Idaho, la primera red local de calefacción urbana entró en funcionamiento (Solcima.es., 2011).

En Reikjavik, Islandia, alrededor de 1930, se instaló la primera red moderna de calefacción urbana alimentada por energía geotérmica. A partir de esa fecha, redes de calefacción de este tipo se encuentran en funcionamiento en Francia, Italia, Hungría, Rumania, Rusia, Turquía, Georgia, China, Estados Unidos y la propia Islandia, donde actualmente el 95% de los habitantes de la isla tienen calefacción por medio de una red de 700 km de tuberías aisladas que transportan agua caliente para cubrir sus necesidades (Trillo, 2011). En la figura 1.3 se puede observar cómo después de 100 años, el campo geotérmico de Laderello, Italia, continúa productivo.

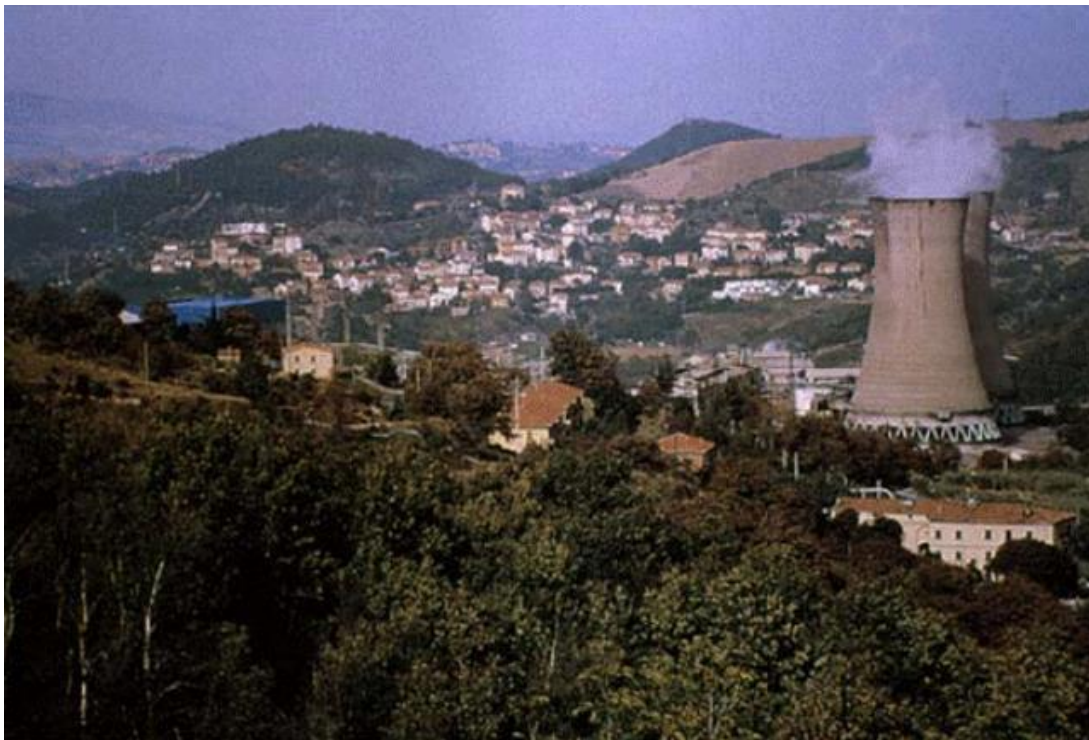


Figura 1. 3 Después de 100 años, Laderello sigue siendo productivo (Trillo, 2011).

Al observar la globalidad de estos avances, a partir de la década de los sesenta, se inició una intensa actividad de exploración e investigación de los recursos geotérmicos alrededor de todo el mundo, con el objetivo o finalidad de estudiar, analizar y contribuir en el desarrollo de nueva tecnología. En los noventa, como consecuencia del incremento de precio del petróleo y la presión de las exigencias ambientales referentes a la reducción de las emisiones de CO₂ a la atmósfera, se emplearon bombas de calor geotérmicas, con un desarrollo prometedor a nivel internacional (Trillo, 2011).



1.2 Clasificación de la Energía Geotérmica.

El uso o aplicaciones que se pueden dar a un fluido geotermal están altamente vinculados con su contenido de calor, es decir, de su entalpía. Definiendo a esta propiedad como la cantidad de energía térmica que un fluido o un objeto puede intercambiar con su entorno, expresado en kJ/Kg o en Kcal/Kg. No existen aparatos que directamente determinen la entalpía de un fluido en el subsuelo, sin embargo se han inventado sondas térmicas que miden la temperatura; como la entalpía y la temperatura son proporcionales, prácticamente se ha generalizado el empleo de las temperaturas de los fluidos geotermales en lugar de sus entalpías, pues son las temperaturas las que determinan el uso o aplicación industrial que se le de (Trillo, 2011).

El gradiente geotérmico es la variación de la temperatura en función de la profundidad. Normalmente esta variación tiene un valor medio para todo el planeta de 3.3 °C cada 100 m.

Podemos agrupar a la energía geotérmica en cuatro categorías: alta, media, baja y muy baja temperatura o entalpía, tal como se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Clasificación de la energía geotérmica (Trillo, 2011).

| <i>NIVEL</i> | <i>TEMPERATURA</i> | <i>CARACTERÍSTICAS</i> |
|----------------------|--------------------|---|
| Alta temperatura | más de 150 °C | Permite transformar directamente el vapor de agua en energía eléctrica. |
| Media temperatura | entre 90 y 150 °C | Permite producir energía eléctrica utilizando fluido de intercambio, que es el que alimenta a las centrales. |
| Baja temperatura | entre 30 y 90 °C | Su contenido de calor no es suficiente para producir energía eléctrica, sin embargo, se puede utilizar para calefacción de edificios, viviendas y en determinados procesos industriales. |
| Muy baja temperatura | Menos de 30 °C | Puede ser utilizada para climatización y calefacción, pero se necesita la ayuda de bombas de calor. |

1.2.1 Usos y aplicaciones de la energía geotérmica.

La energía geotérmica es el recurso energético más grande que existe alrededor de todo el mundo. El calor de la Tierra se considera relativamente ilimitado y estará disponible muchos años en sus yacimientos para el futuro, siempre y cuando la explotación de los recursos geotérmicos se haga de forma racional y moderada.

Los usos y aplicaciones de este recurso, como ya se mencionó anteriormente, están relacionados directamente con su grado de temperatura, tal y como se muestra en la figura 1.4.



Figura 1. 4 Usos de la energía geotérmica en base a su nivel de temperatura (Trillo, 2011).

1.3 Recursos Geotérmicos.

Es bastante amplio el potencial de energía geotérmica que se posee en la Tierra. Este recurso equivale a 50,000 veces la energía que se obtiene de todos los recursos de gas y petróleo del mundo.

Resulta ser muy amplio el concepto de recurso geotérmico, ya que engloba desde el calor que se puede encontrar en los niveles superficiales del subsuelo, hasta el calor que se encuentra almacenado en rocas situadas a grandes profundidades.

El desarrollo tecnológico también se ve reflejado en este tipo de actividades, pues hoy en día para la explotación geotérmica se cuenta con maquinaria capaz de perforar el suelo y captar recursos geotérmicos hasta 5,000 m de profundidad con un límite de temperatura de 400 °C. (Fanelli, 2003)

Se puede establecer que el concepto de yacimiento o sistema geotérmico, es un área geográfica con condiciones geológicas y geotérmicas favorables para poder aprovechar económicamente los recursos geotérmicos (Trillo, 2011).

En la figura 1.5 se muestra un ejemplo de los recursos que brinda la energía geotérmica, en este caso representado con un sistema magmático.

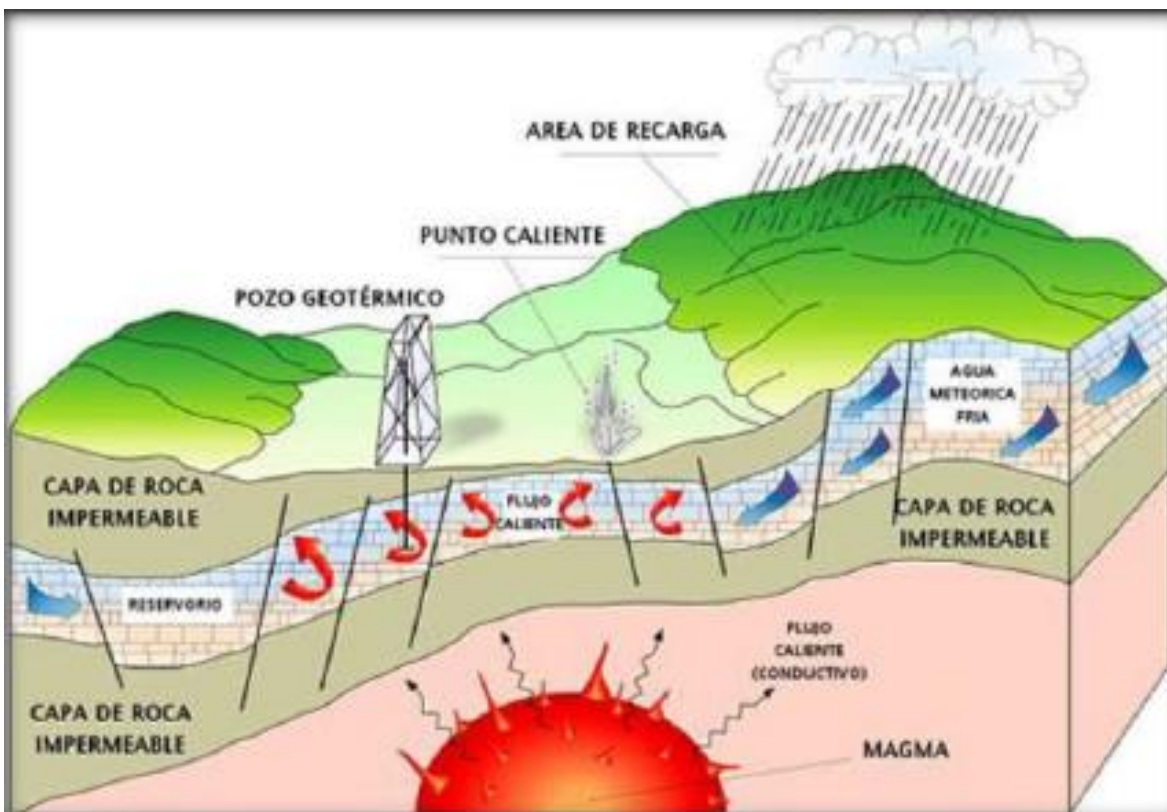


Figura 1. 5 Representación de un sistema geotérmico (IDAE, 2008).



Las condiciones clásicas para la existencia de un yacimiento geotérmico son la presencia de:

- Foco de calor activo: corresponde con el núcleo o intrusiones magmáticas.
- Reservorio: material permeable con su base impermeable (el almacén geotérmico) por el que circula un fluido (en general agua de origen meteórica, en fase líquida o vapor). Dicho reservorio está cubierto por una capa de rocas impermeables que funciona como sello.
- Fluido geotermal: Agua de origen meteórico que contiene sustancias químicas y gases disueltos. Se puede presentar en fase líquida o vapor dependiendo las condiciones de presión y temperatura a las que se encuentre.

1.3.1 Clasificación de los recursos geotérmicos.

Los recursos geotérmicos se pueden clasificar tomando en cuenta diferentes criterios: el modo de explotación y tipo de utilización, el contexto geológico y por nivel de temperatura. La clasificación por nivel de temperatura, con los mismos intervalos que se utilizaron anteriormente para la clasificación de la energía geotérmica (Aviña Jimenez, 2012).

Para condiciones de este trabajo, se considera un recurso geotérmico de baja temperatura.

Los sistemas geotérmicos se pueden encontrar en la naturaleza de varias formas, dependiendo de las condiciones geológicas, físicas y químicas, dando origen a diferentes tipos de sistemas.

➤ **Sistemas Hidrotermales.**

Sistema donde el agua se filtra por medio de las fracturas hasta llegar al reservorio para absorber la energía calorífica de las rocas, es decir, actúa como medio de transporte. Normalmente se localizan en los límites de las placas tectónicas, particularmente en los límites de tipo convergente donde chocan dos placas entre sí y una se introduce debajo de otra, fenómeno conocido como subducción (Geotermia.org.mx., s.f.).

A su vez estos sistemas se subdividen en tres tipos (Fanelli, 2003).

- Vapor dominante:
Sistemas con mayor cantidad de vapor como flujo de trabajo.
- Líquido dominante:
Sistema con mayor cantidad de líquido a altas temperaturas (200 °C – 300 °C).
- Líquido dominante de baja entalpía:
Sistemas con mezcla de líquido y vapor como flujo de trabajo.

➤ **Sistemas de roca caliente.**

Es un sistema rocoso con alto contenido energético y escasos de flujo de trabajo, se conocen como “HDR” (Hot Dry Rock). Para explotar esta energía almacenada se perfora un pozo hasta que se encuentre disponible la formación de roca caliente, en este pozo se crea un fracturamiento hidráulico mediante el cual se inyecta agua a presión, que circulará a través de la roca caliente absorbiendo su calor disponible.

Posteriormente se perfora un segundo pozo a unos metros del primero, el cual debe interceptar a la red de fractura creada con la finalidad de lograr extraer el agua que estará caliente debido al contacto que sufrió el agua con las rocas, tal como se aprecia en la figura 1.6.

Para aprovechar este tipo de sistemas es necesario crear un yacimiento geotérmico artificial, provocando un alza en el costo de su implementación (Fanelli, 2004).

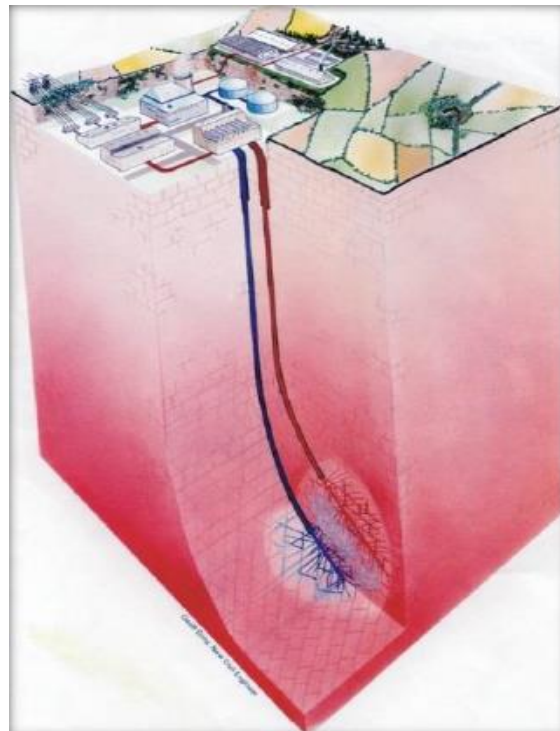


Figura 1. 6 Sistema (Hot Dry Hot) HDR (Fanelli, 2004).

➤ **Sistemas Marinos.**

Estos sistemas se encuentran en el fondo del mar y sus manifestaciones se observan como descargas hidrotermales, chimeneas o fumarolas. Normalmente son sistemas que presentan una entalpía elevada, sin embargo su estudio ha sido escaso debido a que se ubican en zonas que hacen difícil su exploración y aprovechamiento (Geotermia.org.mx., s.f.).

➤ **Sistemas Magmáticos.**

Son sistemas existentes en zonas volcánicas activas a grandes profundidades (figura 1.7). Poseen muy altas temperaturas, sin embargo, la escasa tecnología existente limita el uso de estos sistemas.

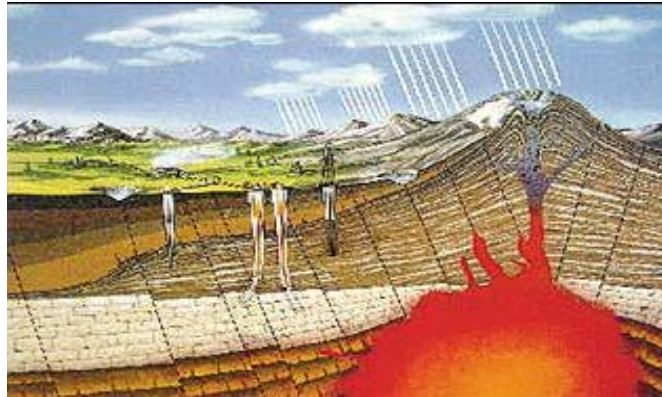


Figura 1. 7 Sistema magmático (Geotermia.org.mx., s.f.).

1.4 La energía geotérmica en México.

Para darse cuenta del potencial energético que brinda este tipo de energía alterna, en la figura 1.8 se observa el total de potencia generada que se tiene en algunos países alrededor del mundo.

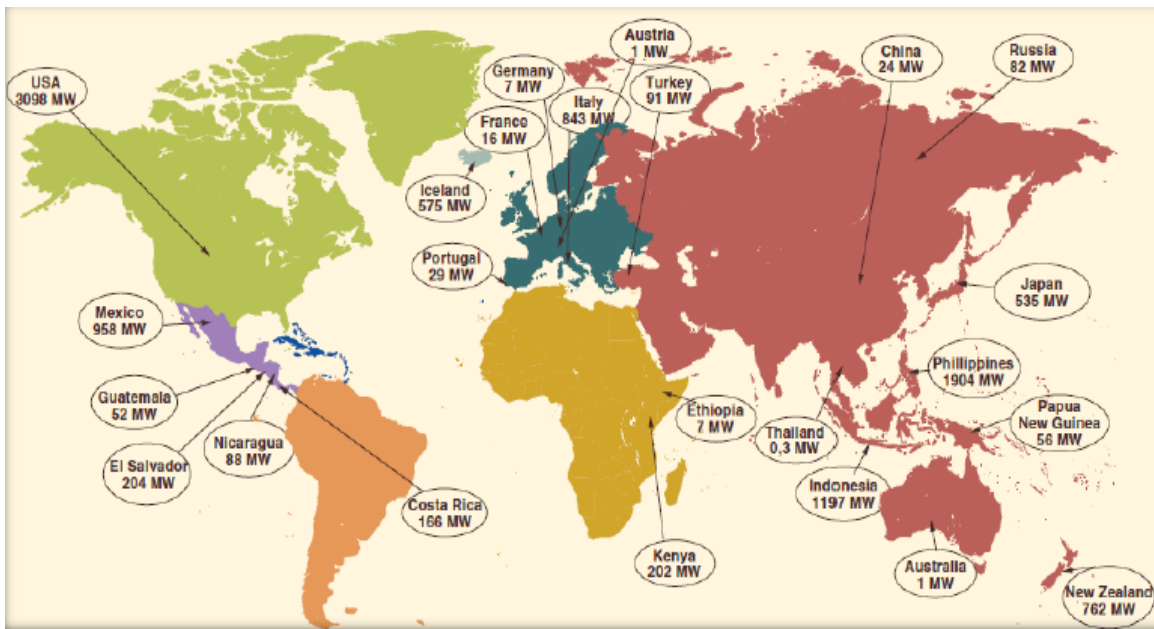


Figura 1. 8 Potencial mundial geotérmico (Loksha, 2012).



Algunos de los países con mayor generación eléctrica mediante energía geotérmica a nivel mundial se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Potencial geotermoeléctrica (Mexicana, s.f.).

| <i>PAÍS</i> | <i>POTENCIA [MW]</i> |
|----------------|----------------------|
| Estados Unidos | 3789 |
| Filipinas | 1870 |
| Indonesia | 1438.5 |
| México | 1081 |
| Nueva Zelanda | 1005 |
| Italia | 941 |
| Islandia | 664.4 |

Se puede apreciar en la Tabla 2 que México ocupa el tercer lugar a nivel mundial en producción eléctrica proveniente de la energía geotérmica, gracias a su ubicación geográfica.

1.4.1 Centrales eléctricas geotérmicas en México.

Como ya se mencionó anteriormente, México ocupa el cuarto lugar a nivel mundial en generación eléctrica proveniente de la geotermia, esto gracias a sus cuatro campos geotérmicos. Sus 37 unidades instaladas permiten generación eléctrica, la cual se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Capacidad de generación en los cuatro campos geotérmicos en México (Mexicana, s.f.).

| <i>UBICACIÓN</i> | <i>CAPACIDAD [MW]</i> |
|--------------------------------|-----------------------|
| Cerro Prieto, Baja California | 720 |
| Los Azufres, Michoacán | 247.4 |
| Los Humeros, Puebla | 93.6 |
| Tres vírgenes, Baja California | 10 |

En la figura 1.9 se puede observar la ubicación de las zonas disponibles para explotación con las que cuenta el país

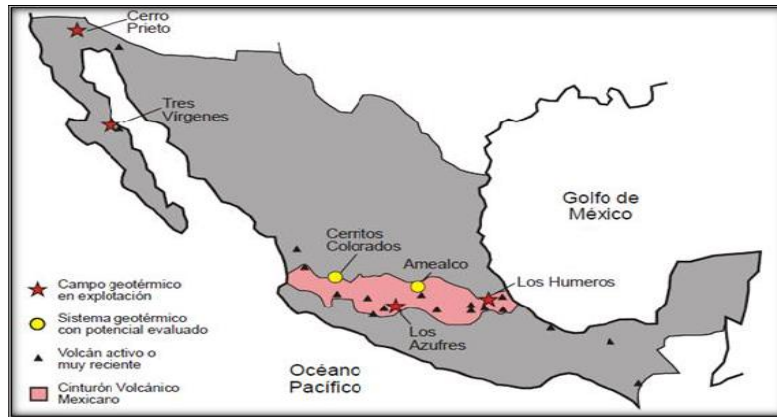


Figura 1. 9 Ubicación de campos geotérmicos en explotación (Gutierrez, 2010).

1.5 Generación eléctrica en ciclos geotérmicos.

Los yacimientos geotérmicos pueden ser explotados tanto para generación de energía eléctrica como fines térmicos, en función de la temperatura del fluido geotermal, se aprovechan para generar electricidad mediante un ciclo utilizado en las plantas termoeléctricas convencionales. En general, estos ciclos funcionan bajo el mismo principio del ciclo Rankine, aunque poseen diferentes características que dependen de las condiciones del campo geotérmico y de operación.

Para generar electricidad se emplean *turbogeneradores* (figura 1.10), que están conformados por una turbina y un generador eléctrico. La turbina, con ayuda de un fluido, hace girar al *rotor* a altas velocidades, produciendo energía mecánica que posteriormente será transformada en energía eléctrica mediante su acoplamiento con el generador eléctrico.

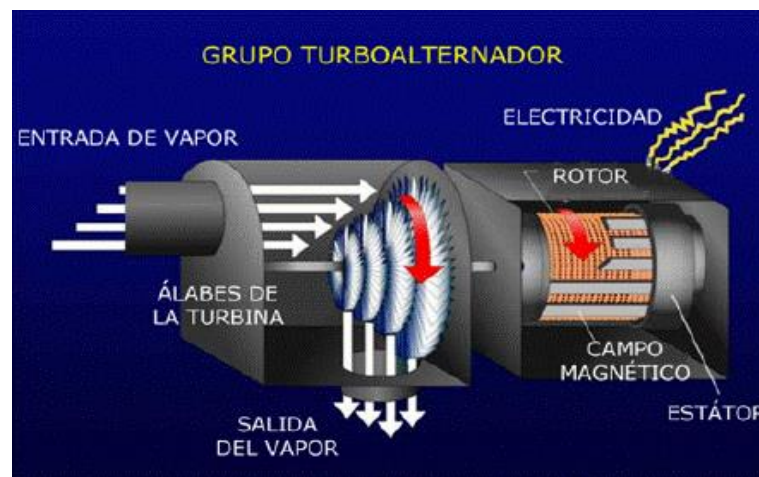


Figura 1. 10 Turboalternador (Trillo, 2011).

A continuación se presentan los ciclos binarios más utilizados.

1.5.1 Ciclo a contrapresión.

En este ciclo el fluido (sea directo de pozos secos o después de una separación en el caso de los pozos húmedos) se dirige directamente a una turbina que acciona un generador para producir electricidad. Este es el sistema más simple y el que requiere menor inversión inicial.

Sin embargo, requiere de un mayor consumo de vapor para la misma presión de admisión que las plantas a condensación. Sus principales aplicaciones son en plantas de reserva para pequeños suministros locales de pozos aislados y en plantas de prueba para pozos recién perforados, ya que suelen instalarse a boca de pozo, es decir, a la entrada del mismo, tal y como se puede apreciar en la figura 1.11 (Loksha, 2012).

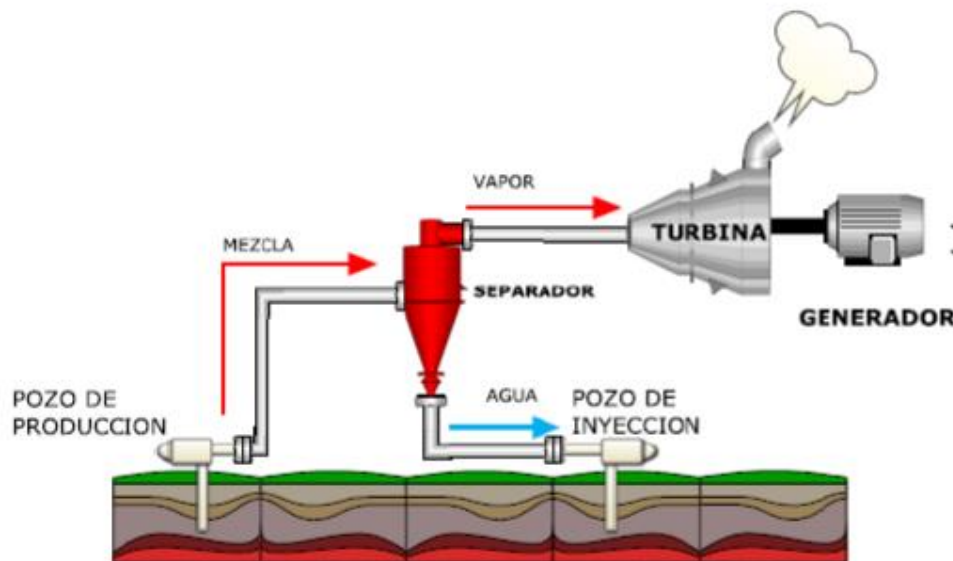


Figura 1. 11 Ciclo a contrapresión (Aviña Jimenez, 2012).

1.5.2 Ciclo a condensación flash.

En este ciclo la mezcla proveniente del pozo se dirige a un separador de flujos para separar la cantidad de líquido y la cantidad de vapor, es decir, se busca retirar la humedad del vapor. Este último va dirigido a la entrada de la turbina.

Con ayuda de un condensador, se busca captar la mayor cantidad de vapor proveniente del escape de la turbina y cambiar su fase, con el objetivo de reutilizar el líquido. Una torre de enfriamiento mantiene la temperatura mínima en el condensador mediante la circulación de agua (Loksha, 2012).

En los ciclos geotérmicos no se requiere regresar el condensado para realimentar al sistema como en el caso de las plantas termoeléctricas convencionales. Por esta razón, se suelen usar condensadores de contacto directo en el que el condensado se mezcla con el agua de enfriamiento, donde parte de él se pierde en la evaporación (Loksha, 2012).

En general, es recomendable realizar una reinyección del condensado para mantener las condiciones del campo geotérmico. En caso de no hacerlo así, se puede generar una disminución de la presión dentro del yacimiento.

En la figura 1.12 se observa la configuración de un ciclo trabajando a condensación.



Figura 1. 12 Ciclo a condensación (Aviña Jimenez, 2012).

El proceso de mayor relevancia en este ciclo es suministrar vapor seco a la turbina, eliminando la humedad de la mezcla proveniente del pozo; Esto con el fin de evitar inconvenientes producto del impacto de gotas de agua en los álabes de la turbina causará deformación, desgaste y por consiguiente baja eficiencia, similar al efecto de cavitación en una bomba (Loksha, 2012).

En busca de darle solución a este problema, comúnmente se coloca a la salida del pozo un separador centrífugo, que elimina la mayor cantidad de agua posible que contiene la mezcla a la salida de boca de pozo.

Para asegurar el secado del vapor se colocan dos separadores centrífugos en serie, con la finalidad de mejorar la calidad del vapor que viaja a la turbina, elevando su eficiencia y haciendo más larga su vida útil.

1.5.3 Ciclo a condensación doble flash.

Debido a la existencia de dos fases en el fluido, será indispensable efectuar un proceso de separación en el que se extraiga el vapor y se almacene el líquido; si éste último aún presenta alta temperatura, es posible efectuar un segundo proceso de separación; es decir, se asignan una o dos etapas.

A lo anterior se le conoce como efecto o proceso *doble flash*, que consiste en transportar el fluido geotérmico a un primer separador en el que se extraiga la mayor fracción de vapor presente en la mezcla, el vapor separado será conducido a la turbina, a su vez se recolecta el agua de esta primera etapa. El agua recolectada se dirige a un segundo separador, conocido como separador de baja presión, en donde se vuelve a separar el vapor que sobra del agua recolectada. Se tienen dos entradas en la turbina, sí y sólo sí, en los dos separadores se recolecta una fracción de vapor, es decir, en la primer entrada se dirige la extracción de vapor adquirida a alta presión, mientras que en la segunda entrada se admite el vapor de baja presión. Lo descrito anteriormente, se resume en la figura 1.13 (Loksha, 2012).

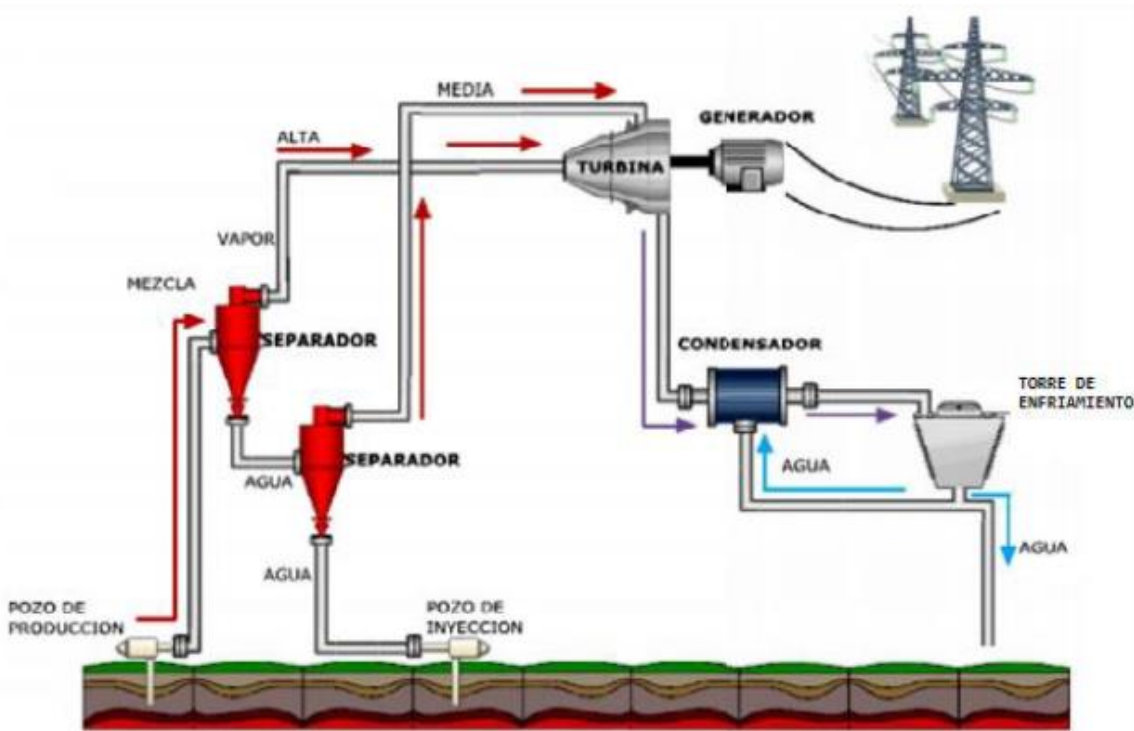


Figura 1. 13 Ciclo a condensación con doble flasheo (Aviña Jimenez, 2012).

1.5.4 Ciclo binario.

Este ciclo tiene la principal característica de que utiliza un fluido de trabajo secundario, con punto de ebullición menor al del fluido geotérmico. En este caso, el fluido geotérmico se utiliza como fuente de calor, ya que cede su energía a un nuevo fluido de origen orgánico libre de impurezas y con temperaturas de ebullición reducidas. Se transfiere calor de uno a otro hasta convertir en vapor el flujo orgánico y posteriormente se introduce a la turbina sin ninguna impureza, fenómeno que incrementa considerablemente la eficiencia del ciclo (Fanelli, 2003).

Las principales ventajas del ciclo binario son que se pueden utilizar recursos de media y baja entalpía, así como fluidos geotérmicos bifásicos sin la necesidad de realizar una separación. También brindan la ventaja de que el ataque químico causado por la concentración de minerales en el fluido geotérmico, se limita al intercambiador de calor, protegiendo así al resto de los equipos. Por otro lado, los ciclos binarios presentan desventajas en comparación con los otros ciclos. Por ejemplo, requieren el uso de intercambiadores de calor superficiales, que son más costosos y brindan una transferencia de calor menos eficiente. Algunos fluidos suelen ser volátiles, tóxicos y algunas veces inflamables, por lo que se requiere de un cuidado mayor para su manejo.

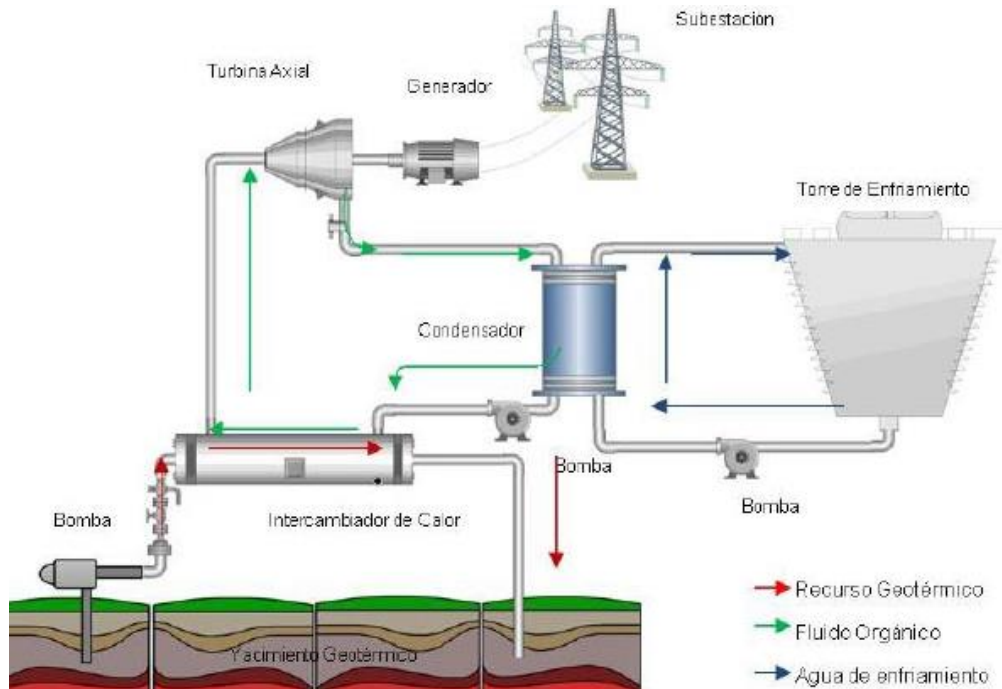


Figura 1. 14 Ciclo binario. (Aviña Jimenez, 2012)

La figura 1.14 muestra la distribución de los equipos que conforman un ciclo binario; tomando como base tres circuitos principales: en el primero (color rojo), el fluido geotérmico sale a través del pozo, entra al intercambiador de calor transfiriendo su energía al fluido de trabajo y a su salida se reinyecta el fluido geotérmico.



En el segundo (color verde), se introduce el fluido de trabajo en el intercambiador donde se realiza la transferencia de energía calorífica cedida por el fluido geotérmico y se transporta hacia la turbina y condensador. Finalmente el tercero (color azul), en el que se introduce agua de refrigeración por medio de una torre de enfriamiento, que mantiene la temperatura mínima en el condensador mediante la circulación de agua a través de la estructura interna de la misma torre y el contacto del agua con aire frío del ambiente (Fanelli, 2003).

Actualmente se utilizan los llamados ciclos Rankine orgánicos (ORC), los cuales, por sus condiciones de operación y principio de funcionamiento, entran dentro de la categoría de los ciclos binarios, mismo ciclo con el que se trabajará en el presente trabajo y del cual se hará mención más adelante, en donde se presentarán las características con las que se desempeña el mismo, para cumplir con las condiciones y parámetros que exige IIDEA.

1.6 Ciclos Orgánicos.

Tal y como se mencionó anteriormente, para poder generar electricidad a partir de fuentes geotérmicas de baja a media temperatura, generalmente se emplea tecnología basada en el manejo de un fluido binario, es decir, intercambio de energía calorífica entre dos fluidos de trabajo (Fanelli, 2004).

El primero de los dos fluidos de trabajo es el fluido geotérmico, y puede ser extraído del reservorio, o puede ser aprovechado del residuo que queda en un sistema de alta entalpía. El fluido secundario de trabajo es orgánico (n-pentano, isopentanos, isobutanos, etc.), estos se caracterizan por tener un punto de ebullición bajo y una presión alta de vapor a bajas temperaturas al compararlo con la presión de vapor de agua.

1.6.1 Ciclo Rankine Orgánico (ORC).

El ciclo Rankine Orgánico conocido por sus siglas en inglés ORC (Organic Rankine Cycle) es la tecnología con más alto desarrollo hoy en día, capaz de generar trabajo con fuentes de calor desde los 80 °C. Funciona como un ciclo Rankine convencional, con el único inconveniente de que su fluido de trabajo no es agua.

Entre los fluidos más comunes se encuentra el R-134a, R22, R123, R245fa, y mezclas de refrigerantes. El punto crítico y el grado de humedad (fluido seco o húmedo) son fundamentales para decidir las condiciones de operación del ciclo, es decir, las operaciones del mismo se dan de manera subcrítica o supercrítica (Padilla, 2013).

El fluido de trabajo es calentado hasta la evaporación en un arreglo de intercambiadores de calor (tradicionalmente de tubo y coraza). El fluido geotérmico caliente ingresa primeramente a un evaporador donde cede la mayor parte de su energía térmica, posteriormente pasa a un pre-

calentador en donde disminuye aún más su temperatura hasta las condiciones de abandono (alrededor de 80°C para evitar incrustación).

La desventaja de estos tipos de ciclos, es que los fluidos orgánicos son altamente tóxicos, en ocasiones inflamables, por ello representa un riesgo muy alto cualquier tipo de fuga en el ciclo. Para la elección de un fluido de trabajo secundario óptimo, este sistema puede ser diseñado para temperaturas de 85 a 170 °C (Fanelli, 2004).

En la figura 1.15 se aprecia la configuración de un ciclo binario convencional, así como los equipos que lo componen.

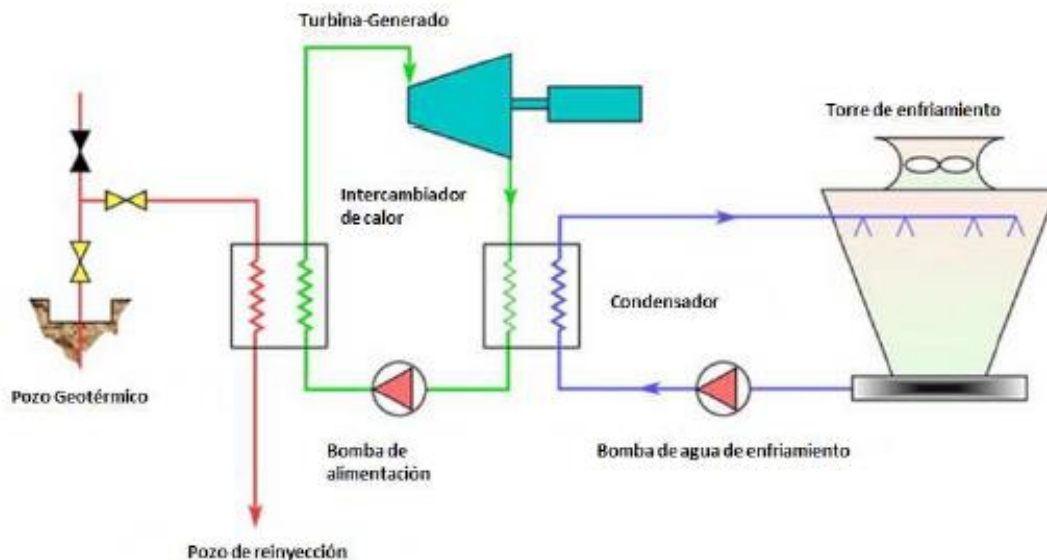


Figura 1. 15 Ciclo Rankine Orgánico (Fanelli, 2004).

1.6.2 Ciclo Kalina.

El ciclo Kalina utiliza una mezcla de agua y amoníaco como fluido secundario, el cual se expande en condiciones de sobrecalentamiento, a través de turbinas de alta presión y posteriormente es recalentado antes de accionar la turbina de baja presión. Después de la segunda expansión el vapor saturado es conducido hacia un intercambiador recuperativo, antes de condensar. El ciclo Kalina es más eficiente que las plantas geotermoeléctricas binarias del tipo ORC; sin embargo, el diseño resulta ser más complejo. El objetivo de usar un fluido binario es reducir la irreversibilidad de los procesos y mejorar así la eficiencia total del ciclo. La reducción de irreversibilidades se logra variando la fracción de amoníaco en la mezcla binaria (Fanelli, 2004).



Comparado con el ORC, el ciclo Kalina ha logrado incrementos de alrededor de 15% en la eficiencia global. Sin embargo, cuando el recurso a utilizar tiene temperaturas que se hallan en el extremo superior del rango de 85-180 °C, el ciclo presenta la misma eficiencia, o incluso menor, a la de un ORC. El ciclo Kalina es más recomendable conforme la temperatura del recurso a emplear es más baja. Su principal desventaja es que es considerablemente más complejo que el ORC, lo que se refleja en mayores costos de inversión, operación y mantenimiento. Su ventaja principal es que el fluido de trabajo es considerablemente más económico, seguro y amigable con el ambiente que los fluidos de trabajo de los ciclos Rankine (Bert, 2011).

1.7 Ciclo BEI-IIDEA.

La propuesta que se desarrolló por el grupo IIDEA, consiste en una modificación de un ciclo binario convencional, en el que el fluido de trabajo sea agua. El nombre que adoptó dicha propuesta es CBEI (Ciclo Binario de Evaporación Instantánea), referido a su principio básico de operación, donde se requiere presurizar el agua para hacer funcional el ciclo.

IIDEA se basa en el siguiente arreglo de equipos, para desarrollar energía eléctrica.

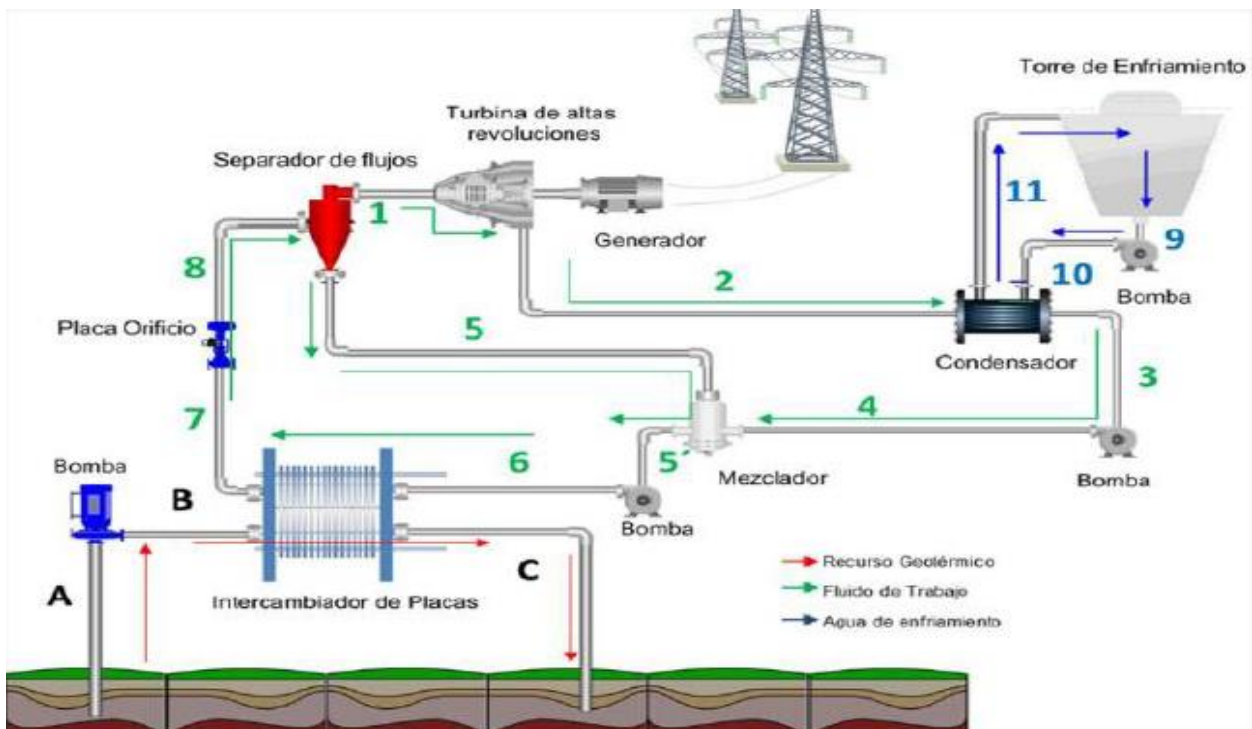


Figura 1. 16 Ciclo CBEI propuesto por IIDEA. (Aviña Jimenez, 2012)

En la figura 1.16 se aprecia que la fuente o suministro de calor consta de un pozo geotérmico que se encuentra a nivel de piso (A), seguido de una bomba (B), que ayuda a circular el fluido geotérmico elevando su presión y transportándolo hasta el intercambiador de calor (C), en donde cede su energía en forma de calor al fluido de trabajo necesario para que opere el ciclo.

Para llevar únicamente vapor seco a la turbina, es necesario concentrar la evaporación del fluido en dos elementos. En el intercambiador se lleva a cabo la transferencia de calor del fluido geotérmico al fluido de trabajo (6-7), llevándolo a condiciones de líquido saturado; al salir del intercambiador, el fluido pasa a una válvula de estrangulamiento encargada de disminuir la presión (7-8), provocando un efecto flash, es decir, cambia el estado termodinámico del agua dando paso a la formación de una mezcla agua-vapor. La mezcla se hace pasar por un separador de flujos con el fin de separar la máxima fracción de vapor lograda por el efecto flash (8-1-5).



El vapor disponible, al salir del separador de flujos, llega a la turbina (1), en donde se expande debido a que la temperatura y la presión disminuyen; dicha expansión acciona el movimiento de los álabes de la turbina y mediante el acoplamiento de un turbogenerador, se genera electricidad. Se busca mantener una temperatura mínima en el condensador, mediante la refrigeración que circula por una torre de enfriamiento (9-10-11). Además, se lleva a cabo la condensación del fluido remanente, que procede de la turbina, y se dirige a una bomba en donde será conducido en forma de líquido saturado hasta un mezclador (3-4), como se muestra en la figura 1.16.

Existe un mezclador en donde se concentra el fluido que no ha sido utilizado durante el ciclo, el líquido saturado proveniente del condensador (4), así como el flujo que se logró extraer del separador de flujos (5). Posteriormente se acciona una bomba que elevará la presión del fluido para que pueda ser reutilizado en el ciclo.

Toda modificación que se da dentro del ciclo tiene como objetivo mitigar o minimizar problemas de corrosión, riesgos en su operación, disminución de mantenimientos en equipos y costos.

Una serie de cálculos y un análisis detallado, donde se compara el ciclo binario convencional y el ciclo propuesto por IIDEA, refleja que la potencia generada por este último, es mayor que la que resulta al trabajar con un ciclo binario convencional. Por lo tanto, la propuesta del CBEI-IIDEA, es viable, logrado esto a través de un mejor aprovechamiento del recurso geotérmico.

Los datos de la tabla que se muestra a continuación vienen precedidos de una hoja de cálculo, en donde se hizo una comparación de potencias entre un ciclo binario convencional y el arreglo que adopta IIDEA.

Tabla 4. Comparación del potencial generado entre los dos ciclos (Zárate, 2013).

| Agua Geotérmica [kg/s] | Potencia Generada [kW] | |
|------------------------|----------------------------|------------|
| | Ciclo Binario Convencional | CBEI-IIDEA |
| 15 | 171 | 199 |
| 20 | 229 | 266 |
| 25 | 286 | 332 |
| 30 | 343 | 399 |
| 35 | 400 | 465 |
| 40 | 457 | 531 |
| 45 | 514 | 598 |



En este capítulo se expuso de manera concreta qué es la energía geotérmica, la clasificación que adopta, y la forma en la que esta puede ser aprovechada para generar electricidad; cuáles son las características de los ciclos orgánicos, ventajas y desventajas al compararlo con otros ciclos de generación eléctrica, y los cinco sistemas más importantes que componen el CBEI (Ciclo Binario de Evaporación Instantánea).

Teniendo todo esto claro, se abordará en el siguiente capítulo el sistema de generación, sistema con el que se trabajará en el presente trabajo. Este dispositivo efectúa una de las funciones más relevantes dentro del ciclo, la expansión.

Debido a que resulta costoso adquirir el equipo en cuestión, IIDEA busca nuevas oportunidades para desarrollar nueva tecnología, es por eso que se pretende seleccionar un equipo económicamente más viable, de manera que desarrolle la misma función que la turbina, el equipo del que se habla es un turbocompresor.

Capítulo 2 Turbomaquinaria

En este apartado se explica de manera puntual lo que es una turbomáquina y la clasificación de este tipo de sistemas.

Dicha explicación se hace con el propósito de entender cuál es el papel que juega la turbina y el turbocompresor en la generación de energía eléctrica.

2.1 ¿Qué es una turbomáquina?.

Las máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y la convierten en energía mecánica en un eje, el fluido de trabajo puede ser un líquido o un gas. La energía mecánica y la energía de fluido se intercambian mediante un medio que puede tener movimiento rotativo o alternativo, estos dos factores sirven para clasificar las máquinas de fluido, tal y como se aprecia en la figura 2.1. (Mataix, 1973)

Según su principio de funcionamiento, se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.



Figura 2. 1 Clasificación de las turbomáquinas (Mataix, 1973).

Una turbomáquina es aquel dispositivo que intercambia trabajo mecánico con cualquier tipo de fluido, el cual, circula de manera continua, como resultado de la acción dinámica de una o más coronas de álabes móviles. El intercambio del que se habla, se realiza por medio de un rotor, lo que implica que este tipo de máquinas o sistemas posean una configuración de revolución. (Hernández, 2010). Una turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento u operación se basa en la ecuación de Euler, dicha ecuación también es llamada la ecuación fundamental de la turbomáquinas (Mataix, 1973).

Además, las turbomáquinas se pueden clasificar según la compresibilidad del fluido, es decir, como turbomáquinas hidráulicas (fluido incompresible) y turbomáquinas térmicas (fluido compresible).

Existe aún una clasificación más importante dentro de las turbomáquinas, y esta se da mediante la dirección del flujo en el rodete, esta dirección puede ser radial, axial o diagonal. Cuando la trayectoria del fluido que atraviesa la turbomáquina es paralela a su eje de rotación, se conocen como turbomáquinas de flujo axial. Cuando la trayectoria del flujo está en un plano perpendicular a su eje de rotación, se trata de una turbomáquina de flujo radial. Las turbomáquinas diagonales también pueden ser llamadas semiaxiales, o de flujo mixto. La clasificación anterior se muestra en la figura 2.2 (Mataix, 1973).

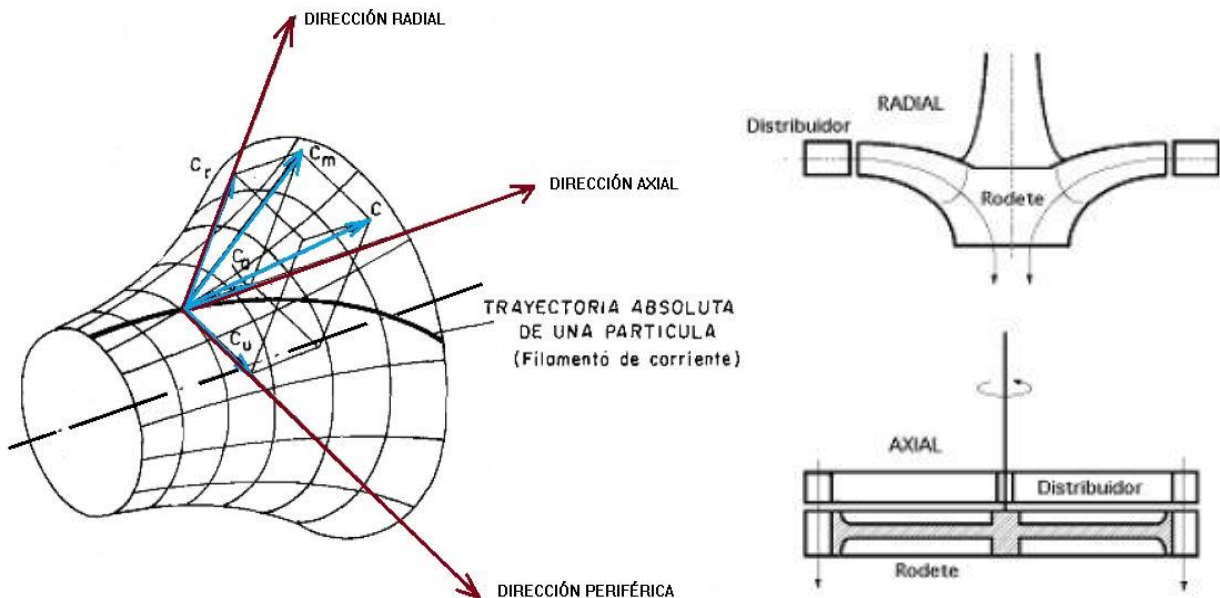


Figura 2. 2 Turbomáquinas según la dirección el flujo (Diez, 2009).



2.2 Turbinas convencionales en ciclos binarios.

Generalmente las plantas de ciclo binario son construidas en pequeñas unidades modulares, las cuales, si son interconectadas entre sí, pueden operar como plantas eléctricas capaces de generar en el orden de Mega Watts. La construcción es así debido a que el fluido de trabajo es de baja presión, cuya consideración impacta o repercute directamente en la turbina, cuyo dispositivo de generación es el encargado de transformar la energía térmica de fluido en energía mecánica que, acoplada al generador eléctrico, se convierte en energía eléctrica. El sistema de transformación de energía de las turbinas de vapor se divide principalmente en toberas y rodetes. Las primeras corresponden al lugar en donde el vapor se expande para poder entrar así al rodetes; este último está constituido por los álabes, el rotor y el estator (si la turbina es de una sola etapa), en donde se transforma la energía eléctrica en mecánica. Las turbinas que frecuentemente se emplean en este tipo de ciclos son: turbinas de acción y turbinas de reacción (Campos, 2012).

2.2.1 Turbinas de acción.

Una turbina de vapor transforma la energía térmica del fluido binario en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento del fluido en cuestión con el rotor de la turbina. La energía que está disponible es la diferencia de entalpías entre el estado inicial a la entrada de la misma, y el estado final a la salida, esta diferencia es conocida como salto entálpico. Si el salto entálpico se realiza en su totalidad en las toberas, se dice que se cuenta con una turbina de acción, lo cual quiere decir que la entalpía en la salida de la tobera (para un proceso isoentrópico) es igual a la entalpía final del vapor. Por consiguiente, la transformación de energía en los álabes es puramente mecánica y en una sola dirección (Mataix, 1982).

2.2.2 Turbinas de reacción.

Cuando el salto de presión es grande no se pueden utilizar turbinas de acción, y para esto, se emplea una técnica de escalonamientos, es decir, se divide la expansión del vapor en varios pasos. De esta forma las expansiones de mayor presión se hacen en la parte de acción y, a partir de ahí, se realiza lo que se conoce como reacción. Con esto se puede notar que el salto térmico puede realizarse tanto en el rotor como en el estator; cuando este salto ocurre únicamente en el rotor, la turbina se conoce como turbina de reacción pura (Mataix, 1982).

2.3 Turbocompresor.

Históricamente, el turbocompresor viene precedido de la turbina de gas. Esta, en su esquema más sencillo, consta de un compresor, una cámara de combustión y la propia turbina de gas (Mataix, 1973).

El funcionamiento de la turbomáquina en cuestión, se da de la siguiente manera. Entra aire de la atmósfera al compresor, el cual es accionado por la turbina de gas. El aire comprimido en el compresor entra la cámara de combustión, donde se inyecta y se quema combustible, elevándose la temperatura del aire a presión aproximadamente constante. Después, al aire mezclado con los productos de combustión, a alta presión y temperatura, entra en la turbina que desarrolla la potencia necesaria para el accionamiento del compresor (Mataix, 1973).

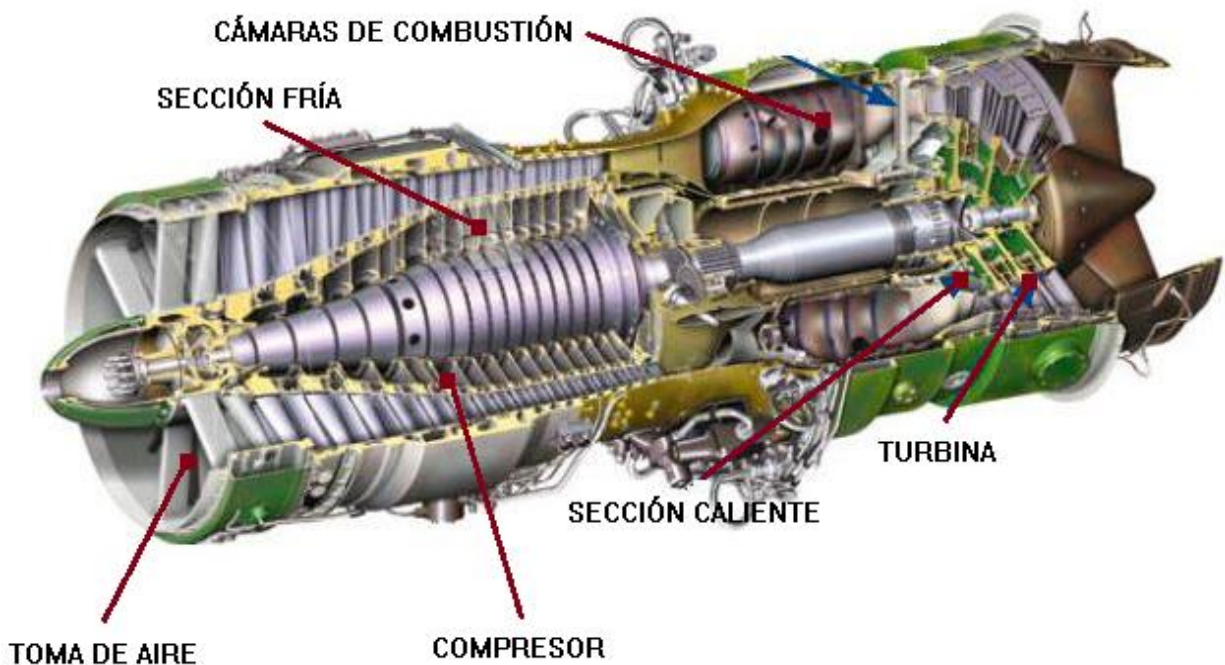


Figura 2. 3 Esquema de una turbina de gas (Mataix, 1973).

Este circuito sencillo se emplea en los turborreactores de los aviones de reacción. Los primeros motores bajo el mismo circuito, en Francia y Alemania a principios del siglo pasado, presentaban rendimientos muy pobres, pues su eficiencia era baja, siempre inferior al 15 %. Dentro del amplio campo de aplicaciones de las turbinas de gas, se tiene la producción de energía eléctrica, en la propulsión marina, las locomotoras, la refinación del petróleo, etc. (Mataix, 1973).

Una de las primeras aplicaciones de las turbinas de gas, y que en la actualidad ha adquirido mayor importancia, es la del *turbosobrealimentador* de los motores alternativos de combustión interna.

El turbocompresor es una bomba de aire caliente que fuerza la entrada de aire en el motor, con más aire el motor puede funcionar más eficiente, aumentando la potencia y reduciendo las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera (Gualteri, 1994).

Este equipo se compone de dos sistemas principalmente, una turbina y un compresor que están unidos coaxialmente mediante un eje, tal y como se aprecia en la figura 2.4. Su fluido de trabajo son los gases de escape del motor; Normalmente se piensa que estos gases son desechos de la combustión que se da dentro del motor, sin embargo, son arrojados por el escape del mismo a muy altas temperaturas ($T \sim 900 \text{ }^\circ\text{C}$, depende de las condiciones con las que se trabaje) lo que quiere decir que aún poseen una gran cantidad de energía térmica que se puede aprovechar (Alvear, 2003).

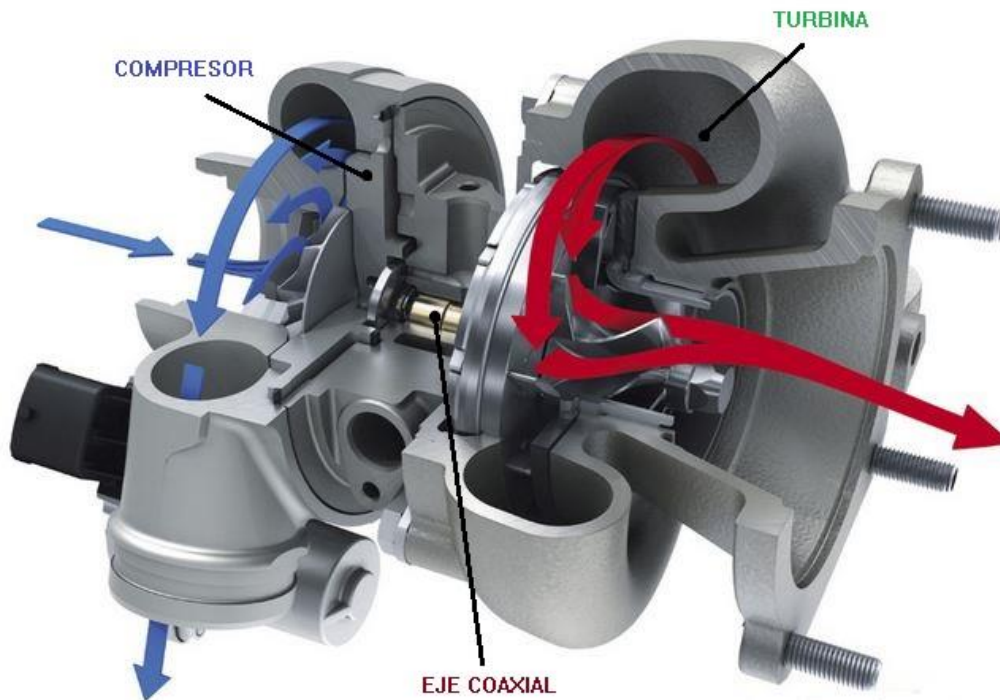


Figura 2. 4 Componentes principales de un turbocompresor (Alvear, 2003).

El funcionamiento del turbocompresor se da de la siguiente manera. Los gases de escape provenientes del motor, aún con una gran cantidad de energía térmica, son dirigidos a la turbina, en donde se realiza un proceso de expansión mediante los álabes, como esta está unida por un mismo eje con un compresor, ambos trabajan al mismo tiempo. Mientras la turbina expande los gases de escape, el compresor toma aire del ambiente ($T \sim 20 \text{ }^\circ\text{C}$) y lo comprime. Como la principal función del turbocompresor es aumentar la masa de aire dentro del motor, el aire de la rueda



compresora cumple esa tarea. Sin embargo, las altas temperaturas de ese aire comprimido hacen que su densidad disminuya, volviéndose una problemática, pues se pierde potencia. Para resolver el problema en cuestión, se hace uso de un intercooler, equipo en donde a través de una corriente de aire o agua, se logra bajar la temperatura del aire proveniente del compresor. Una vez que dicho aire se encuentra en una temperatura óptima, es introducido al motor (Miller, 2008).

El caudal de aire suministrado al motor, proviene del diseño de la turbina, el compresor y sus carcasas. El aumento de presión consigue introducir en el cilindro una mayor cantidad de masa que la masa normal que el cilindro aspiraría a presión atmosférica, obteniendo más par en el motor en cada carrera útil de los pistones, y por lo tanto, más potencia (Alvear, 2003).

2.4 Tipos de turbocompresores.

Existen principalmente tres tipos de turbocompresores, cuyas características se presentan a continuación.

- Turbocompresores de geometría fija (TGF). Son los más básicos, su estructura es sencilla ya que apenas incorporan piezas que envían los gases al interior de la caracola de escape. El problema que tienen es que su tiempo de respuesta (lag) con respecto a las revoluciones del motor, es excesivo (Alvear, 2003).
- Turbocompresores de geometría variable (TGV). Este tipo de turbos son más eficientes, incorporan varias piezas móviles a la turbina, que le permiten adaptarse al rango de revoluciones en el que se trabaje, aprovechando mejor los gases de escape, lo que permite tener un rendimiento óptimo en un rango más amplio de la curva de potencia (Alvear, 2003).
- Twin Scroll. Es un sistema que canaliza mejor el aire del interior de la cámara gracias a una bifurcación en la caracola de escape. En la parte que una a la caracola de escape del turbo, con los colectores de escape del motor, la caracola tiene dos salidas totalmente separadas, que permite hacer un uso más eficiente, al no mezclar los gases de entrada y salida del escape. De esta manera, se consigue reducir más el lag. Puede ser tanto de geometría fija como de geometría variable (Pratte, 2009).



Ventajas y desventajas de los turbocompresores.

Como el turbo es activado por la energía de los gases de escape, que usualmente son vertidos hacia el exterior, un motor turboalimentado ofrece muchas ventajas sobre los motores de tipo convencional.

Se puede obtener un aumento de potencia, ingresando más cantidad de masa de aire al motor. De esta forma, un motor de 4 o 6 cilindros que usa un turbocompresor, puede llegar a trabajar como un motor V8 sin turbo (Miller, 2008).

La reducción del ruido del motor se logra gracias a la carcasa de la turbina, que actúa como un conjunto de absorción del ruido de los gases de escape. La sección del compresor reduce el ruido de admisión producido por los impulsos del colector de admisión. Como resultado un motor con turbo es normalmente más silencioso que el motor convencional (Gualteri, 1994).

Es una desventaja que haya potencias reducidas a bajas revoluciones del motor. Cuando se lleva a cabo un poco pisado del acelerador y por lo tanto un régimen de vueltas bajo, los gases de escape se reducen considerablemente y esto provoca que el turbo apenas trabaje. Otra desventaja es que el mantenimiento en los turbos es más costosa, pues requiere de un aceite de mayor calidad y con cambios frecuentes (Gualteri, 1994).

El grupo multidisciplinario IIDEA tiene como objetivo utilizar un turbocompresor convencional por las siguientes razones. La primera, que el ciclo opera en condiciones bajas, por lo que las características de cualquier turbocompresor automotriz cumple con ellas, en donde tipo, potencia y dimensiones juegan un papel importante.

Otra razón es por su fiabilidad en el mercado, pues no resulta complicado adquirir el equipo en cuestión, y su costo es relativamente bajo en comparación con una turbina. Además de que se planea tenerlo como una alternativa más para generar potencia y a su vez energía eléctrica.

En el siguiente apartado se muestra la metodología o procedimiento para la selección y acoplamiento del turbocompresor, así como también los parámetros involucrados para lograr el acoplamiento del mismo al ciclo BEI, partiendo principalmente de un análisis termodinámico que respalda perfectamente su viabilidad.



Capítulo 3 Rediseño del turbocompresor

Como ya se mencionó en los capítulos anteriores, el agotamiento de los combustibles fósiles y el gran daño provocado al medio ambiente por la utilización de los mismos, lleva a la ingeniería hacia nuevos horizontes. El aprovechamiento de las energías renovables, fuente relativamente ilimitada de energía, hace que la industria se vea activa sin alterar el constante desarrollo del planeta.

El desempeño de los ORC, tal como lo es el ciclo BEI, está fuertemente relacionado con el funcionamiento del dispositivo de expansión. La selección de este dispositivo depende en gran medida de las condiciones de operación del sistema, así como de su tamaño, es decir, del rango de potencia generada.

Se quiere utilizar un turbocompresor convencional, rediseñarlo o modificarlo de tal manera que al acoplarlo al ciclo BEI cumpla con los parámetros generales del mismo, capaz de arrojar resultados efectivos.

Se pudo observar que el CBEI realiza la expansión del fluido mediante el uso de una turbina de altas revoluciones, el grupo IIDEA busca rediseñar y acoplar un sistema (turbocompresor) que cumpla con la misma función, la cual es ejecutar el proceso de expansión dentro del ciclo y proporcionar una potencia generada igual o mayor a la obtenida anteriormente, modificando el costo de manera que sea más accesible.

3.1 Proceso para el acoplamiento del turbocompresor.

Antes de llegar a la selección de un turbocompresor óptimo para que opere en el ciclo BEI, se tienen que tomar en cuenta una serie de parámetros o consideraciones importantes, sin los cuales no sería posible la sustitución del mismo por una turbina. Dichos parámetros se ven descritos a continuación.

El tipo de turboexpansor está determinado por la velocidad del eje, la tasa de flujo de masa y el rango de potencia nominal. La turbina del ORC puede desarrollarse mediante la adaptación de un turbocompresor automotriz, que es de fácil acceso y relativamente de bajo costo (Choon Seng Wong, 2013).

El funcionamiento característico de la turbina viene determinado por la sección transversal del flujo específico, la sección transversal de la garganta en la zona de transición del canal de entrada a la cámara espiral. Al reducir la sección transversal de la garganta, se contienen más gases de escape en la entrada de la turbina y aumenta el rendimiento de esta como resultado del incremento en la

relación de presiones. Si se reduce la sección transversal de flujo, aumentan las presiones de sobrealimentación. La zona de sección transversal de flujo, se puede modificar cambiando la carcasa de la turbina (Choon Seng Wong, 2013).

El área de tobera, ya sea de una turbina axial o la de flujo radial con varias paletas de tobera, se define como la sección recta de una sola apertura de tobera multiplicada por el número de paletas. En un turbocargador, mientras más grande sea el área de la tobera, más despacio girará este (MacInnes, 1994).

La figura 3.1 muestra el proceso que se sigue para la selección del turbocompresor y su acoplamiento con el CBEI.



Figura 3. 1 Diagrama que muestra el proceso que se seguirá para la selección y acoplamiento del turbocompresor al CBEI.



3.1.1 Análisis del sistema ORC.

Ya se mencionaron los diferentes arreglos que puede emplear el ORC; IDEA hace uso de la configuración que se ve a continuación, tomando en cuenta los parámetros que se muestran en la tabla 6, en donde se hace un análisis completo del CBEI, ciclo del que se habló en los capítulos anteriores. La resolución del mismo se llevó a cabo con ayuda del programa Refprop®, que proporciona las propiedades termodinámicas del fluido a lo largo de cada fase del ciclo.

En la tabla 6 se presentan los datos de entrada del ciclo, los cuales se toman de las condiciones teóricas del sistema geotérmico, las condiciones atmosféricas y características obtenidas del diseño de los equipos (tabla 5) que también componen el ciclo.

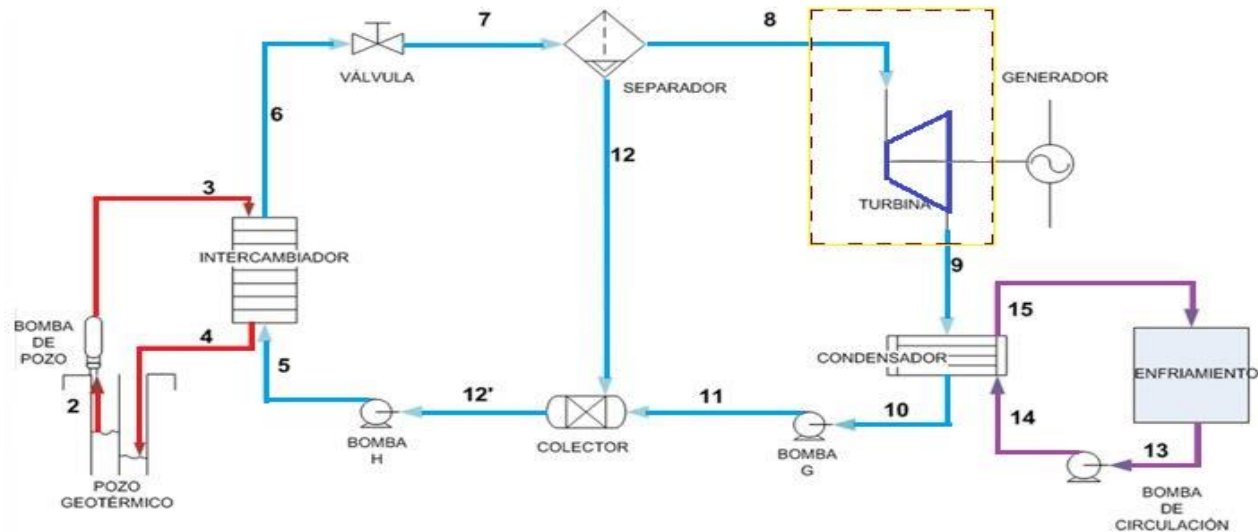
Tabla 5. Datos de los equipos y potencia de generación del ciclo CBEI.

| | |
|---|------|
| Eficiencia de la bomba de pozo | 82% |
| Eficiencia de la Turbina | 85% |
| Eficiencia del Intercambiador | 95% |
| Caída de presión Intercambiador [MPa] | 0.01 |
| Acercamiento del Intercambiador [°C] | 3 |
| Eficiencia bomba Mezc-Intec | 82% |
| Eficiencia bomba Conden-Mezc | 82% |
| Eficiencia bomba enfriamiento | 82% |
| Eficiencia condensador | 85% |
| Diferencia de temperaturas Torre de enfriamiento [°C] | 10 |
| Variación de temperatura agua enfri. [°C] | 10 |



Tabla 6. Estados termodinámicos del ciclo.

| Estados | Recurso Geotérmico | | | Fluido de Trabajo | | | | | | | | | Sistema de Enfriamiento | | |
|-------------------------|--------------------|----------|----------|-------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------------------|----------|----------|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 12' | 13 | 14 | 15 |
| T(°C) | 140 | 140 | 106.6 | 103.6 | 137 | 107.1 | 107.1 | 45.8 | 45.8 | 45.8 | 107.1 | 103.6 | 25 | 25 | 35.0 |
| P(MPa) | 0.362 | 0.562 | 0.362 | 0.3700 | 0.332 | 0.13 | 0.13 | 0.0100 | 0.01 | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.100 | 0.40000 | 0.2000 |
| Gasto(kg/s) | 0.059513 | 0.05951 | 0.05951 | 0.05672 | 0.05672 | 0.05672 | 0.003222 | 0.003222 | 0.003222 | 0.003222 | 0.0535 | 0.05672 | 0.1963 | 0.196 | 0.196 |
| Gasto(m³/s) | 6.43E-05 | 6.43E-05 | 6.43E-05 | 5.93E-05 | 6.11E-05 | 0.004327 | 0.004271 | 0.04287 | 3.26E-06 | 3.26E-06 | 5.61E-05 | 5.94E-05 | 0.000212 | 0.000197 | 0.000198 |
| Densidad (kg/m³) | 926.1 | 926.2 | 953.6 | 955.9 | 928.8 | 13.1 | 0.8 | 0.1 | 989.8 | 989.8 | 953.1 | 955.7 | 925.4 | 997.1 | 994.1 |
| Entalpía Liq (kJ/kg) | 589.2 | 589.4 | 447.2 | 434.6 | 576.3 | - | - | 2361.3 | 191.8 | 449.2 | 449.2 | 434.6 | 104.9 | 105.2 | 146.8 |
| Entalpía Gas (kJ/kg) | - | - | - | - | - | - | 2687 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Entalpía Mezcla(kJ/kg) | - | - | - | - | - | 576.3 | - | 2361.25 | - | - | - | - | - | - | - |
| Calidad (%) | 0 | - | - | - | 0 | 0.057 | 1 | 0.907 | 0 | - | - | -0.007 | - | - | - |
| Entropía Liq (kJ/kg) | 1.739 | 1.739 | 1.381 | 1.348 | 1.708 | 1.387 | 1.387 | 0.649 | 0.649 | 0.649 | 1.387 | 1.348 | 0.3671 | - | - |
| Entropía Gas (kJ/kg) | - | - | - | - | - | 7.271 | 7.271 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Entropía Mezcla (kJ/kg) | - | - | - | - | - | 1.721 | - | 7.451 | - | - | - | - | - | - | - |
| Potencia Bomba (KW) | 0.002 | - | - | 1.42E-05 | - | - | - | - | - | 0.000476 | - | - | 0.048 | - | - |





Se puede observar de la tabla 7, que los estados de interés para este trabajo son los puntos 8 y 9, pues se trata de la entrada y la salida del dispositivo de expansión. Estas condiciones o características termodinámicas son necesarias para llegar a la selección de un turbocompresor adecuado.

Tabla 7. Estados 8 y 9 del ciclo BEI. (IIDEA, 2013)

| ESTADOS | 8 | 9 |
|--------------------------|----------|----------|
| T [°C] | 107.1 | 45.8 |
| P [MPa] | 0.13 | 0.0100 |
| Gasto [kg/s] | 0.003222 | 0.003222 |
| Gasto [m^3/s] | 0.004271 | 0.04287 |
| Densidad [kg/m^3] | 0.8 | 0.1 |
| Entalpía Liq. [kJ/kg] | - | 2361.3 |
| Entalpía Gas [kJ/kg] | 2687 | - |
| Entalpía Mezcla [kJ/kg] | - | 2361.25 |
| Calidad [%] | 1 | 0.907 |
| Entropía Liq. [kJ/kgK] | 1.387 | 0.649 |
| Entropía Gas [kJ/kgK] | 7.271 | - |
| Entropía Mezcla [kJ/kgK] | - | 7.451 |

3.1.2 Selección del turbocompresor.

Antes de seguir con el desarrollo del presente trabajo, se tiene que dejar claro que, como tal, todo lo que compone un turbocompresor no se utilizará.

Después de buscar en el mercado dicho sistema, cualquier turbocompresor, incluso el más pequeño, resulta ser sobrado para las condiciones con las que opera el CBEI. Lo que se busca sustituir es la turbina, por tal motivo lo único que se adquirió del turbocompresor fue el cartucho, que se compone de un eje, los álabes, tanto de la turbina como del compresor, y el juego de bujes y empaques para el ensamble de todos los componentes.

La idea que se tiene es generar 1 kW, en donde para poder llegar a esa potencia teórica es necesario un flujo másico de 0.003 [kg/s] en la entrada del turbocompresor. Se debe tomar en cuenta que la cantidad de flujo másico disminuye porque antes de la turbina se tiene un separador, en donde gran cantidad del mismo flujo se va, intentando quitarle humedad, tal y como se observa en imagen de la tabla 6.

El turbocompresor que se seleccionó para operar en el ciclo se muestra en la figura 3.2, dentro del campo automotriz es uno de los turbocompresores más pequeños y se utiliza únicamente en los vehículos marca SMART. Es importante mencionar que para motivos del acoplamiento del mismo al ciclo BEI, es necesario sólo utilizar la turbina radial y sus respectivos bujes o coples, además de otros dispositivos que se verán descritos más adelante.



Figura 3. 2 Turbocompresor de automoción para vehículo SMART.

3.1.3 Estudio de las variables termodinámicas involucradas en la turbina.

Se dijo anteriormente que del turbocompresor seleccionado sólo se va a trabajar con la turbina y los componentes que ayudan a su buen funcionamiento, es por eso que en este apartado se busca describir aquellas variables o parámetros termodinámicos que influyen en el accionamiento del dispositivo en cuestión.

El estudio de la turbomaquinaria brinda conceptos y leyes que sirven como base para un análisis detallado de la turbina; los conceptos van desde termodinámica hasta la mecánica de fluidos. Con la finalidad de facilitar lo que más adelante se planteará, se dará una breve descripción de los mismos.



Conservación de masa.

Se debe considerar el flujo de vapor con densidad ρ , que pasa a través de un elemento de área dA en un intervalo de tiempo dt , y una componente de velocidad que es perpendicular al área c_n . Entonces, un elemento de la ecuación de continuidad $d\dot{m}$ se expresa por la ecuación 1.

$$d\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho c_n dA \quad (1)$$

Con la finalidad de facilitar los cálculos, la velocidad y la densidad se consideran como constantes en cada sección del conducto, denotando con el subíndice 1 y 2, las secciones 1 y 2 respectivamente (Campos, 2012).

$$\dot{m} = \rho_1 c_{n1} A_1 = \rho_2 c_{n2} A_2 = \rho_n c_n A_n \quad (2)$$

Conservación de momentum.

Conocida también como la segunda ley del movimiento de Newton o conservación de *momentum*, en esta ecuación se observa la relación que existe entre la suma de fuerzas actuando externamente sobre un elemento infinitesimal de fluido y su aceleración, es decir, el cambio en la cantidad de movimiento en la dirección de la fuerza externa resultante.

Si se considera un sistema inercial con un cuerpo de masa m , y la suma de todas las fuerzas de cuerpo y superficie, actuando en m a lo largo de una trayectoria descrita arbitrariamente en dirección x , es igual al cambio total del *momentum* en x respecto al tiempo t .

$$\sum F_x = \frac{d}{dt}(mC_x) \quad (3)$$

Si se cuenta con un volumen de control donde el fluido entra a una velocidad constante C_{x1} y sale a velocidad C_{x2} :

$$\sum F_x = \dot{m}(C_{x2} - C_{x1}) \quad (4)$$

Una derivación de la segunda ley de Newton, es la ecuación de *Euler*, usada con más frecuencia en la mecánica de fluidos, en donde, para un flujo unidimensional constante, se demuestra que el mismo a través del volumen de control ausente de fuerzas cortantes es:

$$\int_1^2 \left(\frac{1}{\rho} dp + c dc + g dz \right) = 0 \quad (5)$$



Aplicando la ecuación 5 en un volumen de control infinitesimal en dirección del vapor, se logra la ecuación 6. A esta ecuación se le conoce como la ecuación de *Bernoulli*, y varía según el tipo de turbomaquinaria (Campos, 2012).

$$\frac{1}{\rho}(P_2 - P_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1) = 0 \quad (6)$$

Primera ley de la Termodinámica.

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se crea ni se destruye, sino que sólo se transforma. Entonces esta ley expresa que, cuando un sistema es sometido a un ciclo termodinámico, el calor recibido por el sistema será igual al trabajo cedido por el mismo, y viceversa (Mataix, 1973).

Esta ley establece que en un sistema cerrado existe cambio de energía interna, y se debe a la diferencia entre el flujo de calor de entrada y el trabajo generado, tal y como se muestra en la ecuación 7.

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 (dQ - dW) \rightarrow dE = dQ - dE \quad (7)$$

Integrando, la ecuación 7 queda de la siguiente manera.

$$E_2 - E_1 = dQ - [(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1)] \quad (8)$$

La ecuación 8 es resultado de establecer un volumen de control por el cual circula un flujo constante \dot{m} , la energía se transfiere del flujo hasta los álabes de la turbina, y se logra mediante formas de trabajo: la entalpía específica h , la energía cinética $\frac{1}{2}C^2$, y su energía potencial gz , la cual se considera despreciable para este caso. Se define la entalpía de estancamiento como la entalpía que el líquido alcanzaría si la velocidad del mismo fuera llevada a cero por un proceso adiabático sin trabajo externo, y está en función únicamente de su entalpía específica h a una velocidad C_n (ecuación 9), (Mataix, 1973).

$$h_0 = h_n + \frac{1}{2}C_n^2 = cte \quad (9)$$

Considerando nula la transferencia de calor \dot{Q} de los alrededores hacia el volumen de control (proceso adiabático) y al trabajo realizado \dot{W}_x como positivo, la primera ley de la termodinámica da como resultado:

$$dE = dW \rightarrow \dot{W}_x = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad (10)$$

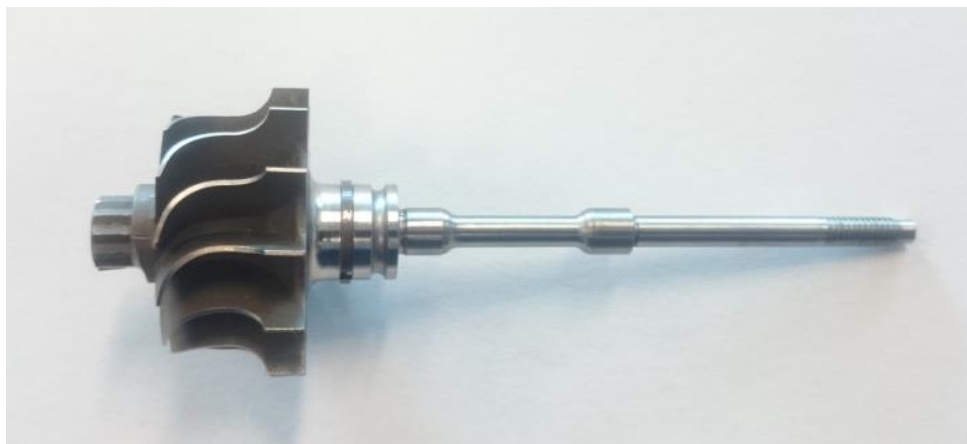


Básicamente estas son las tres ecuaciones principales para el estudio de las turbomáquinas, las cuales serán base para el análisis de la turbina (Campos, 2012).

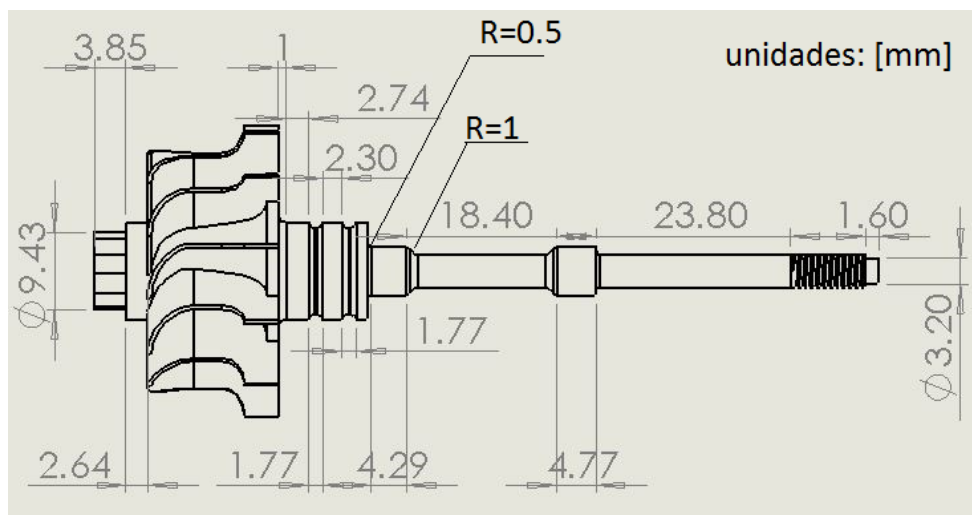
3.1.4 Evaluación de elementos auxiliares.

Para hacer un análisis detallado de la turbina, es necesario anclar ciertos parámetros de diseño que nos permitan la obtención de primeros resultados.

En el presente trabajo se cuenta con una turbina de reacción radial (Figura 3.3).



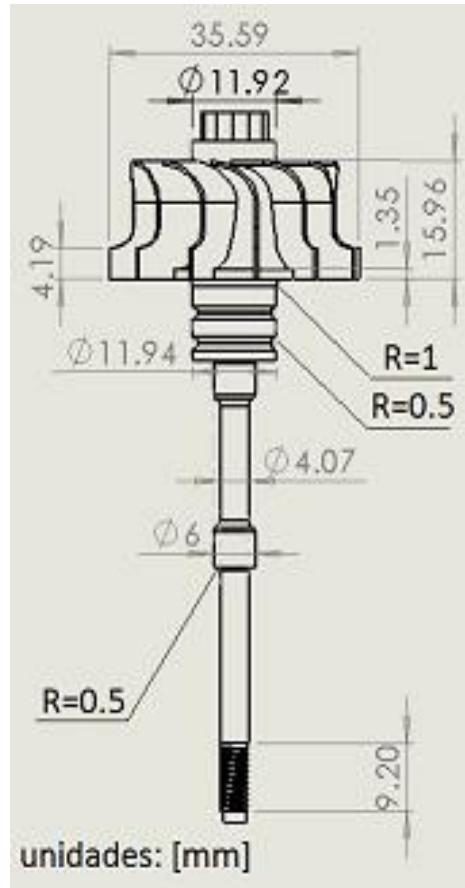
(1a)



(1b)



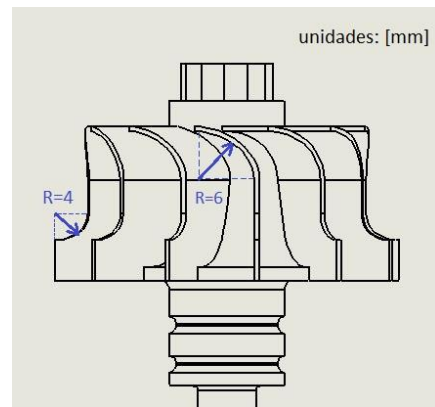
(2a)



(2b)



(3a)



(3b)

Figura 3.3 Turbina radial del turbocompresor. Vista lateral (1a) y (1b); Vista superior (2a) y (2b); Sección de vista superior (3a) y (3b).*

*El plano completo de la turbina se muestra en el apéndice 1.



Como ya se mencionó anteriormente, el flujo es radial debido a que la trayectoria del mismo a través de la turbina es perpendicular al eje. El impulso térmico es utilizado para indicar que la diferencia de entalpías, también conocida como carga (H), a través de la turbina se produce principalmente en la tobera.

Cuando la caída de entalpías se produce en la tobera, prácticamente la totalidad de la energía disponible para la turbina se convierte en velocidad, la cual se dirige al rotor (Bloch, 1998) en donde se desvía por los álabes (Mataix, 1973).

Para el análisis unidimensional se usa la carga (H) disponible en el ciclo, la cual se obtiene de la hoja de cálculo realizada en Excel por el grupo IIDEA. En esta hoja la carga disponible es la diferencia de entalpías entre los puntos 8 y 9 del ciclo BEI, es decir, a la entrada y salida de la turbina respectivamente. Debido a que el vapor entra a la turbina (punto 8) a una velocidad muy pequeña, se emplea una tobera, dispositivo que convierte la energía térmica y de presión de fluido en energía cinética. El fluido sufre un aumento de velocidad a medida que la sección de la tobera va disminuyendo, por lo que sufre también una disminución de presión y temperatura al conservarse la energía.

Para calcular las secciones de la tobera se usará la ecuación de conservación de masa (1), despejando el área de la misma se tiene:

$$A_n = \frac{\dot{m}}{\rho_n C_n} \quad (1a)$$

Haciendo un balance de masa en la tobera

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (11)$$

$$\rho_e C_{ne} A_e = \rho_s C_{ns} A_s$$

Relacionando las velocidades y el salto entálpico se tiene:

$$d\left(\frac{C^2}{2}\right) = -dH \rightarrow \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} = h_0 - h_1 \quad (12)$$

La entalpía sirve para la obtención de la velocidad de salida en la tobera (C_{ns}) con base en la entalpía de estancamiento h_0 , la cual no cambia en ningún punto de la tobera.

La velocidad de salida del vapor depende de la presión y temperatura del mismo antes de la tobera, así como de la presión que reine a la salida de este dispositivo, es decir, a la entrada del rodete. Se puede controlar la velocidad de salida de la tobera controlando la presión (Mataix, 1973); resumiendo lo anterior, da como resultado la ecuación 13.

$$C_{ns} = \sqrt{2 * (h_{n-1} - h_n) + C_{n-1}^2} \quad (13)$$

Al analizar el comportamiento de la velocidad, la temperatura y la presión, podemos valorar si la geometría calculada cumple con la función de acelerar el fluido a velocidad supersónica.

Para verificar si la sección de la tobera corresponde a una tobera subsónica ($0.3 < M$) o supersónica ($1.2 < M < 3$), es necesario calcular el número de Mach (M), el cual se obtiene al dividir la velocidad C_{ns} entre la velocidad del sonido en el medio. Para el vapor de agua a una temperatura entre 80 y 120 °C es de 447 [m/s], (Campos, 2012). Como resultado se tiene un número de Mach de 1.8, por lo tanto es una tobera supersónica.

Debido a que la velocidad C_{ns} es mayor que la velocidad del sonido, a las características expuestas en el párrafo anterior, hay posibilidades de que se formen ondas de choque, que no son más que ondas de presión abrupta producidas por la diferencia de energía cinética que se menciona, y que a través de diversos fenómenos produce diferencias de presión externas, aumentos en la temperatura y vibraciones (Anderson, 1984).

Para eludir esta posible problemática IIDEA propone un diseño de tobera convergente-divergente, en donde además de evitar la formación de ondas de choque, se conserva que el flujo sea supersónico.

Considerando un **diámetro** propuesto en la entrada de la tobera de 1[in]=2.54 [cm], las propiedades termodinámicas de los estados 8 y 9, que se obtienen de la tabla 7, y las ecuaciones (1), (1a),(9) y (13), se obtiene un **área intermedia en la tobera de 0.3989 [cm²]**, que representa en una sección circular un **diámetro de 0.7127 [cm]***; esto significa que el diámetro intermedio de la tobera se redujo 28% respecto al de entrada.

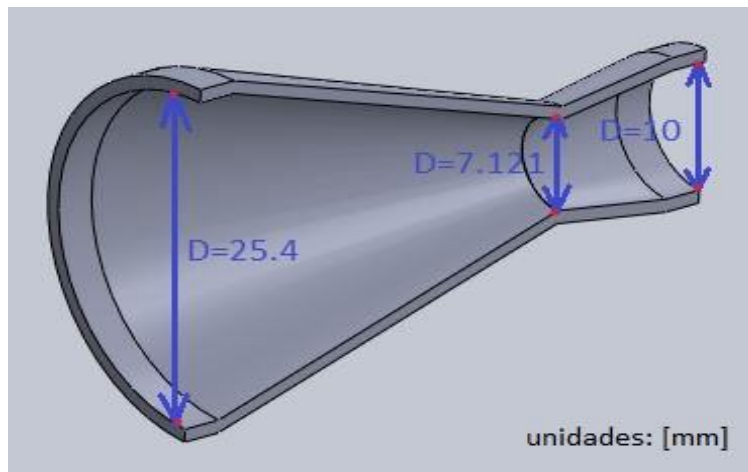


Figura 3. 4 Diseño de la tobera convergente-divergente

*Los cálculos para la obtención de las dimensiones de la tobera se muestran en el apéndice 2.

Tal y como se observa en la figura 3.4, hay un tercer diámetro, que representa el área de salida de la tobera después de pasar por la reducción obtenida de 7.121 [mm]. El valor del diámetro en cuestión se propuso de 10 [mm]; esto con el fin de que los maquinados y el ensamble con los demás accesorios sea sencillo, además, se pretende ubicar esta sección en la entrada de los álabes de la turbina para que se puede aprovechar la mayor cantidad de fluido, como lo muestra la figura 3.5.

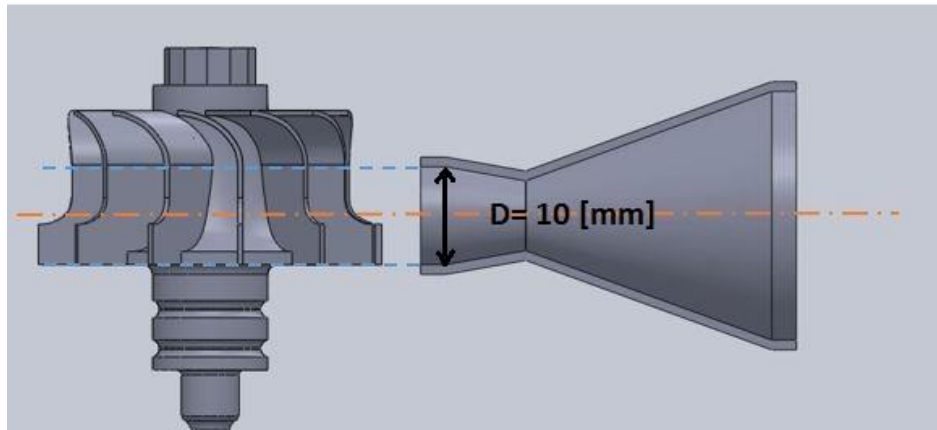


Figura 3. 5 Conjunto turbina-tobera.

Dentro de este apartado se busca mencionar y describir todos aquellos elementos que se emplean para un buen acoplamiento del turbocompresor al CBEI.

Para que la turbina pueda operar libremente y sin ningún problema, es necesario hacer uso de un buje, que no es más que un cilindro que sirve de apoyo para que gire el eje de la turbina. El diseño del buje es muy particular, ya que, como lo muestra la figura 3.6, cuenta con un pequeño orificio en su parte intermedia, cuyo objetivo es mantener lubricado el eje, tratando de evitar calentamiento provocado por el giro del mismo.

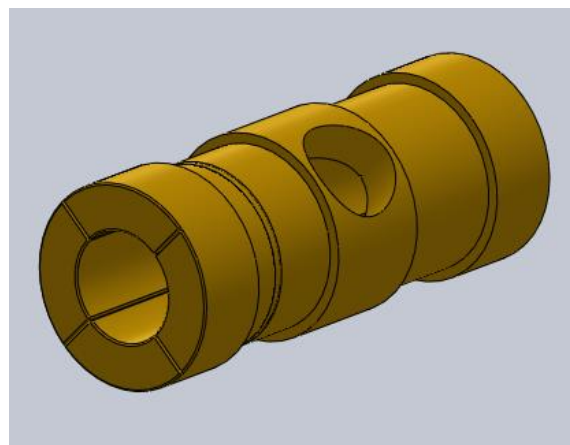


Figura 3. 6 Bujes del eje.

Ya se tiene descrita la función de la turbina, la tobera y el buje, sin embargo, para que estos operen de manera adecuada en el ciclo, se hará uso de un cuarto componente, al que para motivos de este trabajo se le llama cartucho.

El cartucho tiene dos principales funciones. La primera es servir como alojamiento y soporte para el buje y a su vez para la turbina, y la segunda es fungir como depósito y distribuidor de lubricante para todos los componentes que albergue. En la figura 3.7 y 3.8 se observa el arreglo que adopta este componente en conjunto con la turbina y el buje.

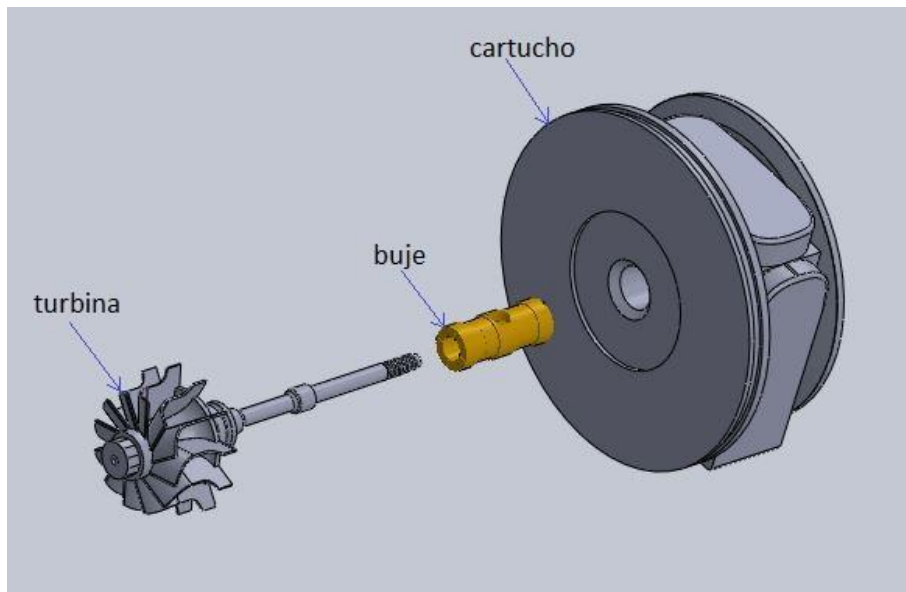


Figura 3. 7 Conjunto turbina-buje-cartucho.

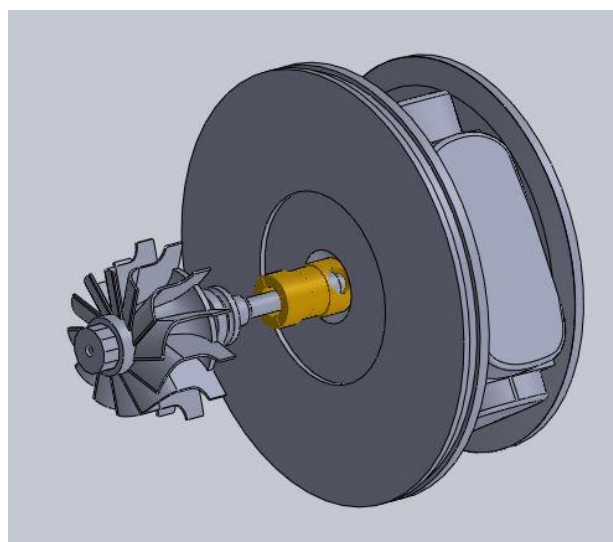


Figura 3. 8 Ensamble de componentes.

3.1.5 Triángulo de velocidades y ecuación de Euler.

El intercambio de energía mecánica y de fluido de una turbomáquina se verifica únicamente en el rodete. Dicho intercambio de energía se obtiene por una acción mutua entre las paredes de los álabes y el fluido. La energía que el fluido intercambia con el rodete puede ser de dos clases: energía de presión y energía cinética (Mataix, 1973).

La ecuación que expresa la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete es la ecuación de Euler. Esta ecuación constituye una base analítica para el diseño del órgano principal: el rodete.

Una manera gráfica de representar las velocidades que intervienen dentro de este componente, es el triángulo de velocidades (figura 3.9). Este triángulo se forma por los siguientes tres vectores de velocidad (Mataix, 1982).

- \bar{c} : velocidad absoluta del fluido.
- \bar{w} : velocidad relativa del rotor específico del fluido.
- \bar{u} : velocidad absoluta del álabe.

El ángulo formado entre la velocidad absoluta del fluido y el álabe se denomina β , y el formado por la velocidad relativa y absoluta del álabe se denomina α .

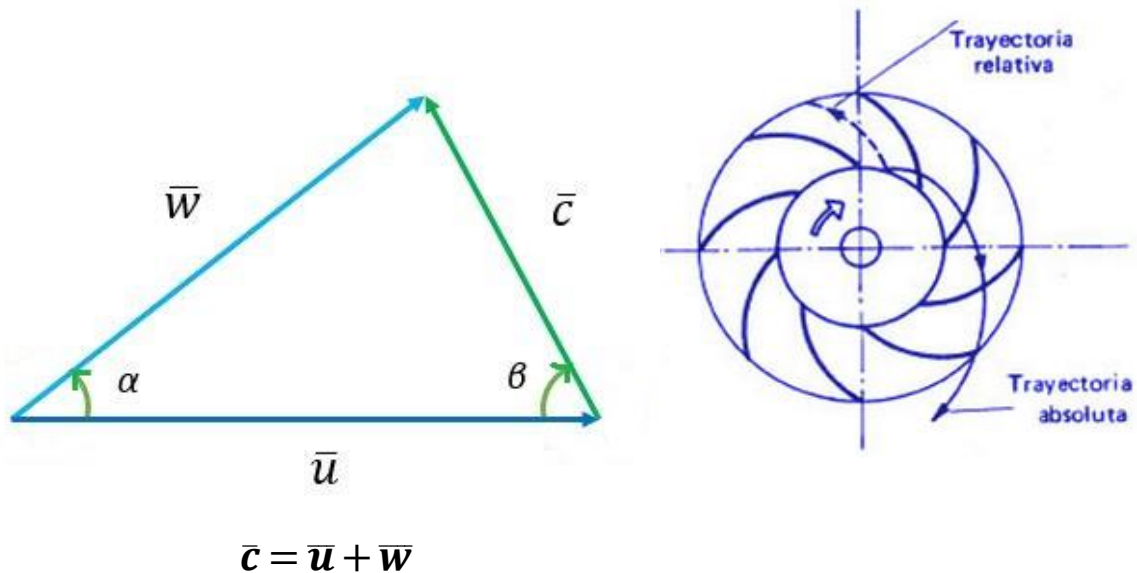


Figura 3. 9 Triángulo de velocidades y esquema de trayectorias dentro del rodete (Mataix, 1982).

Se denota en la ecuación 13 y en la figura 3.10 con el subíndice 1 a la ecuación para el triángulo de velocidades de entrada, y 2 para el de salida.

$$\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1 \quad \bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2 \quad (13)$$

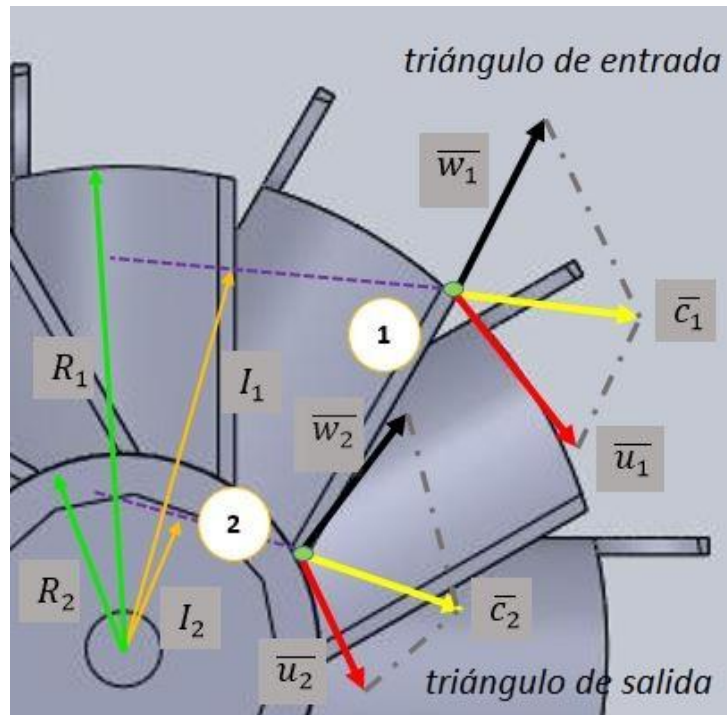


Figura 3. 10 Triángulo de velocidades de entrada y salida sobre los álabes de la turbina.

La deducción de la ecuación de Euler se hará tomando como base la figura 3.10, que representa, como ya se hizo mención, el rodete de la turbina; todo el razonamiento y por lo tanto, la ecuación resultante, será válida para todas las turbomáquinas.

Se supone que la turbina funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la turbina. Sea \bar{c}_1 la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada del álabe (punto 1 en la figura 3.10). El rodete accionado por el motor de la turbina gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica $\bar{u}_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$. Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad \bar{w}_1 , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades \bar{c}_1 , \bar{w}_1 y \bar{u}_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo por la ecuación vectorial 14 (Mataix, 1982).

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1 \quad (14)$$

Se supone que el álabe tiene la dirección del vector \bar{w}_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida \bar{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2 de la figura 3.10. En el punto 2 el álabe tiene una velocidad periférica \bar{u}_2 . La misma composición de velocidades nos proporciona la velocidad absoluta a la salida, \bar{c}_2 , vista en la ecuación 15 (Mataix, 1982).

$$\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}_2 \quad (15)$$



La partícula del fluido ha sufrido a su paso por el álabe un cambio de velocidad de \bar{c}_1 a \bar{c}_2 . Del teorema de la cantidad de movimiento (ecuación 4) se deduce el teorema del momento cinético. Aplicando esta ecuación al hilo de corriente al que pertenece la partícula de fluido considerada, resulta la ecuación 16.

$$d\bar{F} = dQ\rho(\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \quad (16)$$

Si aplicamos momentos con relación al eje de la máquina, tendremos la ecuación 17, nombrada como el teorema del momento cinético.

$$d\bar{M} = dQ\rho(I_2\bar{c}_2 - I_1\bar{c}_1) \quad (17)$$

En donde:

dM : Momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético.

dQ : Caudal del filamento.

I_2, I_1 : Brazos de momento de los vectores \bar{c}_2 y \bar{c}_1 respectivamente (véase la figura 3.10).

Se supone ahora que todas las partículas de fluido entran en el rodete a un diámetro D_1 con la misma velocidad \bar{c}_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad \bar{c}_2 . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente. Aplicando la hipótesis anterior llamada *teoría unidimensional*, o *teoría del número infinito de álabes*, y realizando la integral de la ecuación 17, considerando que el segundo miembro es constante, se obtiene finalmente la ecuación 18 (Mataix, 1982).

$$M = Q\rho(I_2\bar{c}_2 - I_1\bar{c}_1) \quad (18)$$

En donde:

M : Momento total comunicado al fluido o momento hidráulico.

Q : Caudal total de la bomba.

Si observamos la figura 3.10 y aplicamos trigonometría, se deduce fácilmente la ecuación 19. Sustituyendo la ecuación 19 en la ecuación 18, resulta la ecuación 20 (Mataix, 1982).

$$I_1 = r_1 \cos\alpha_1 \quad \text{y} \quad I_2 = r_2 \cos\alpha_2 \quad (19)$$

$$M = Q\rho(r_2 \cos\alpha_2 - r_1 \cos\alpha_1) \quad (20)$$



Si a este momento (ecuación 20) lo multiplicamos por ω ($\omega = \frac{2\pi n}{60}$) que es la velocidad angular del rodete [rad/s], será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido. Por lo tanto se llega a la ecuación 21.

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(r_1\cos\alpha_1 - r_2\cos\alpha_2) \quad (21)$$

Pero, si se analiza más a detalle la figura 3.10, se puede observar lo siguiente.

$$\begin{aligned} r_1\omega &= u_1 & r_2\omega &= u_2 \\ c_1\cos\alpha_1 &= c_{1u} & c_2\cos\alpha_2 &= c_{2u} \end{aligned}$$

En donde:

c_{1u}, c_{2u} : Proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 y u_2 , o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida de los álabes.

Finalmente, si sustituimos este último análisis y simplificamos lo obtenido, resulta la ecuación de Euler (ecuación 24) (Mataix, 1982).

$$Y_u = \pm(u_1c_{1u} - u_2c_{2u}) \quad (22)$$

(Ecuación de Euler, primera forma. Signo + máquinas motoras y signo – máquinas generadoras). (Mataix, 1982)

3.1.6 Acoplamiento del turbocompresor.

Hasta ahora se tienen ya descritos la mayoría de los componentes que serán utilizados para el buen acoplamiento del turbocompresor al CBEI. Ahora, se analizará a detalle aquellos parámetros que pudieran presentar un obstáculo para que el objetivo de este trabajo se cumpla, es decir, detectar cualquier tipo de problemática que influya en la producción de 1 kW.

Los turbocompresores no se pueden aplicar directamente al sistema ORC debido a una fuga excesiva, cuestiones de geometría y de lubricación (Choon Seng Wong, 2013). Pruebas realizadas en Nueva Zelanda muestran los siguientes resultados.

Fugas. A través de la junta del turbo que se intercala entre las carcasas de la turbina. También hay fugas en la válvula de derivación que se usa para limitar la relación de presiones a través de la turbina y evitar el exceso de velocidad en el eje. La tercera fuga es a lo largo del eje, desde la turbina hasta el compresor (Choon Seng Wong, 2013).

Geometría. Los turbocompresores se diseñan generalmente para grandes flujos de escape. Por lo tanto, el ciclo ORC presenta bajas relaciones de presión. Se necesita de una válvula o boquilla para dirigir y acelerar el flujo en la rueda de la turbina (es por eso que se emplea la tobera), si no es así, se reduce la eficiencia global de la turbina (Choon Seng Wong, 2013). El área de sección transversal de la caracola es de gran tamaño para el caudal que se necesita. Así que se requiere de un rediseño de la carcasa de la turbina para recibir un flujo de entrada pequeño.

La carcasa de la turbina que se muestra a continuación, fue diseñada para un modelo completamente cerrado y así evitar los inconvenientes que se mencionaron anteriormente.

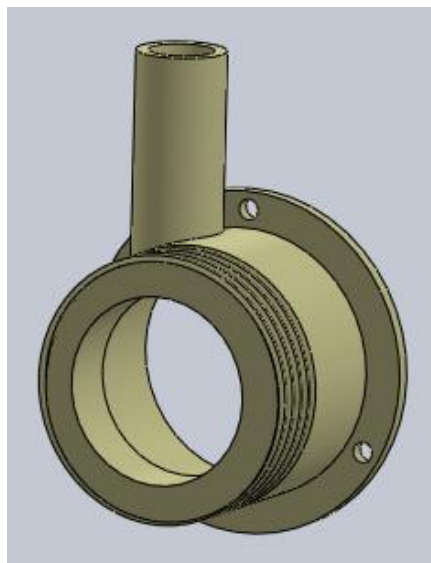


Figura 3. 11 Diseño de la carcasa de la turbina.

El diseño que propone IIDEA en cuestiones de geometría es muy sencillo y cumple con la función de cubrir la turbina una vez que se realice la expansión dentro de los álabes de la misma.

Tal y como se puede observar en la figura 3.11, la carcasa cuenta con una sección de admisión y una de descarga. La sección de admisión (*a*) para el vapor proveniente del separador, y específicamente de la tobera, está constituida por un conducto de 10 mm de diámetro (esta dimensión garantiza que el vapor cubre gran parte de la zona de entrada de los álabes de la turbina, como se describió anteriormente) y una longitud que permite acoplar sin dificultad la tobera (figura 3.12).

La sección de descarga (*b*) tiene dimensiones que le permiten abarcar el diámetro de la turbina, específicamente el diámetro que forma la salida de los álabes de la misma.

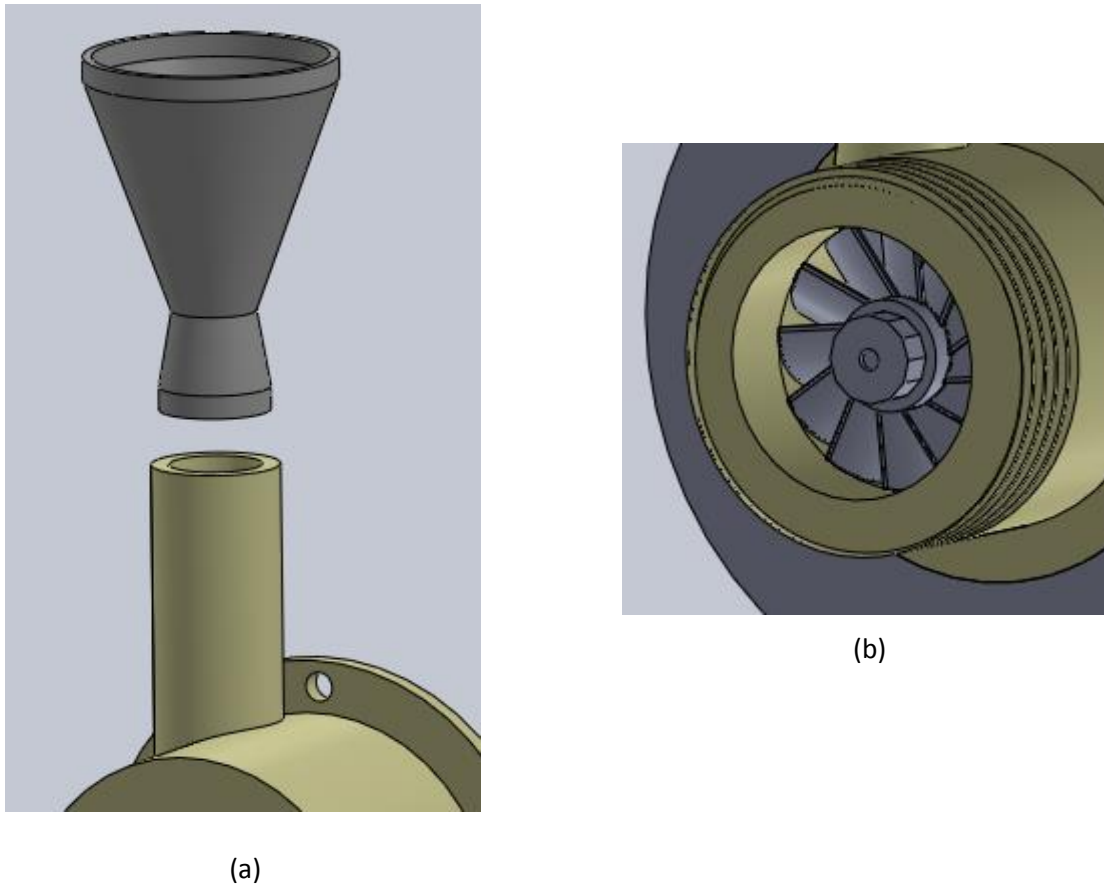


Figura 3. 12 (a) Sección de admisión, (b) Sección de descarga.

Además, cuenta con tres orificios que están diseñados para lograr el ensamble en conjunto con el cartucho, y de esta manera hacerlos una sola pieza.

En vista de que las dimensiones que se tienen el cartucho limitan el diseño de la carcasa de la turbina, se hizo una ligera modificación en este elemento, la cual consiste en el maquinado de una caja que funciona como alojamiento para la carcasa, además de que permite mantener alineado perfectamente todos los componentes sobre un mismo eje de centros, es decir, los mantiene concéntricos.

Para evitar fugas entre estos dos componentes, se aplicará un recubrimiento similar al silicón sobre una de las caras de cualquiera de los dos, el cual actúa como un sello al estar en contacto las dos superficies.

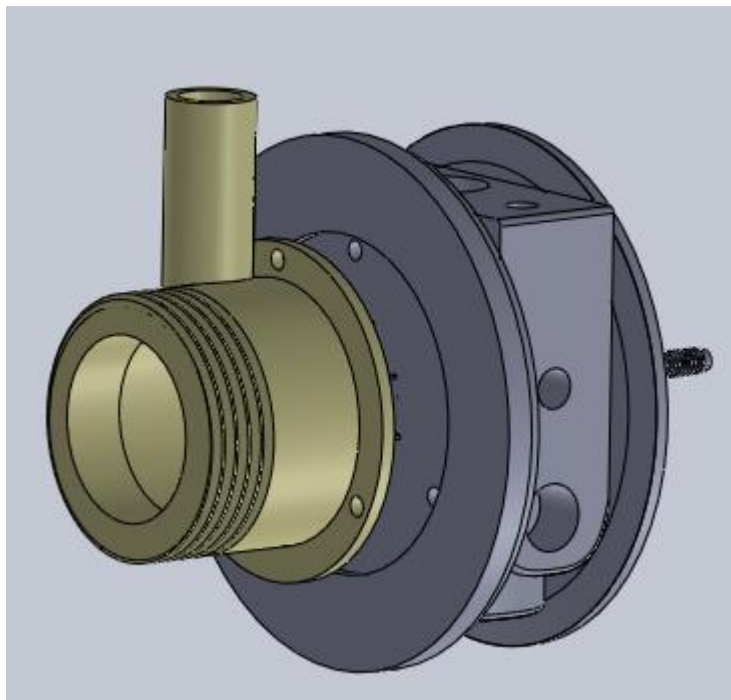


Figura 3. 13 Ensamble carcasa – cartucho.

Una vez que se tiene el primer ensamble, el cual consiste en los componentes carcasa-cartucho-turbina, se hará el acoplamiento de los elementos que componen la parte trasera del cartucho.

Lo que se busca con el ensamble de la parte en cuestión, que se aprecia en la figura 3.14, es también evitar fugas de lubricante, además de darle ajuste al ensamble carcasa-cartucho-turbina, es por eso que se hará uso de una pequeña rondana y un buje, que irán detrás del buje del eje, y que servirán como ajuste para la turbina permitiendo el giro libre de la misma sin que esta rose con el interior de la carcasa y con la cara del cartucho.

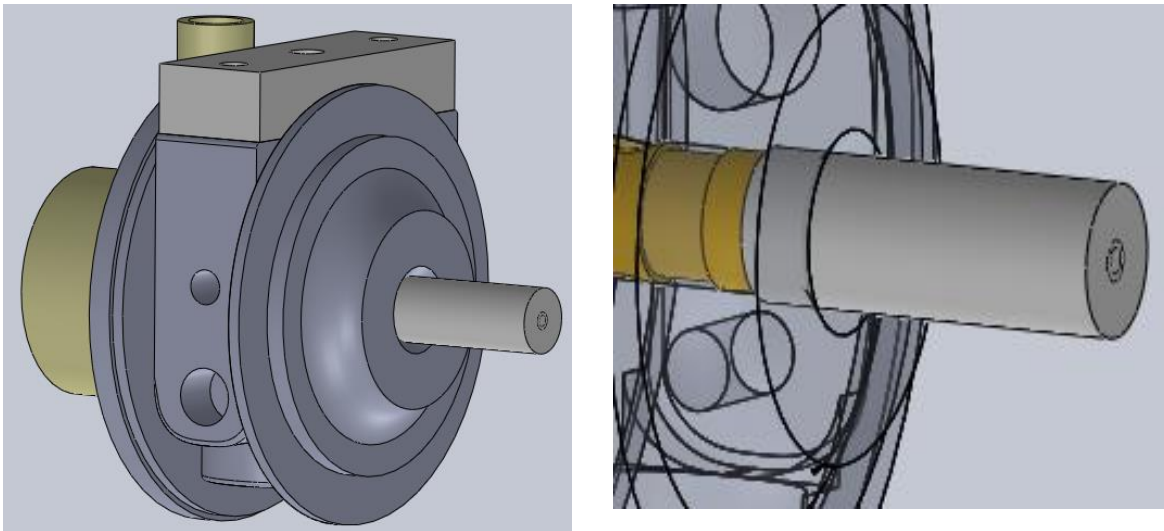


Figura 3. 14 Buje y rondana que dan ajuste a la turbina.

Tal y como se hará en el primer ensamble, tanto a la rondana como al buje, se le aplicará un recubrimiento que servirá como sello entre estos componentes.

El cartucho cuenta con dos orificios laterales que no afectan los resultados de este trabajo, pues están diseñados como conexiones entre elementos que trabajan en conjunto con el turbocompresor con fin automotriz. Estos orificios se aprovecharon para sujetar el cuerpo del ensamble completo con una base. El diseño de la base es muy sencillo y práctico. Consta de dos soleras de acero en forma de “L” que le permiten la sujeción con un plano horizontal.

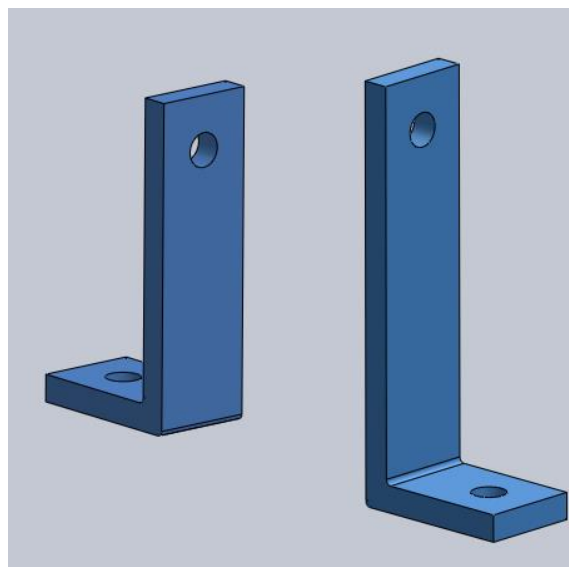


Figura 3. 15 Soporte o base del sistema.

Además, se maquinó una placa con un orificio intermedio, que sirve para reducir el orificio original para suministro de lubricante con el que cuenta el cartucho, Con esto se logra que el mismo no se derrame por cuestiones de vibración al estar en funcionamiento el sistema.

Después de tomar en cuenta las consideraciones de diseño de todos los componentes que se describieron anteriormente, el modelo final es el que se muestra en la figura 3.16.

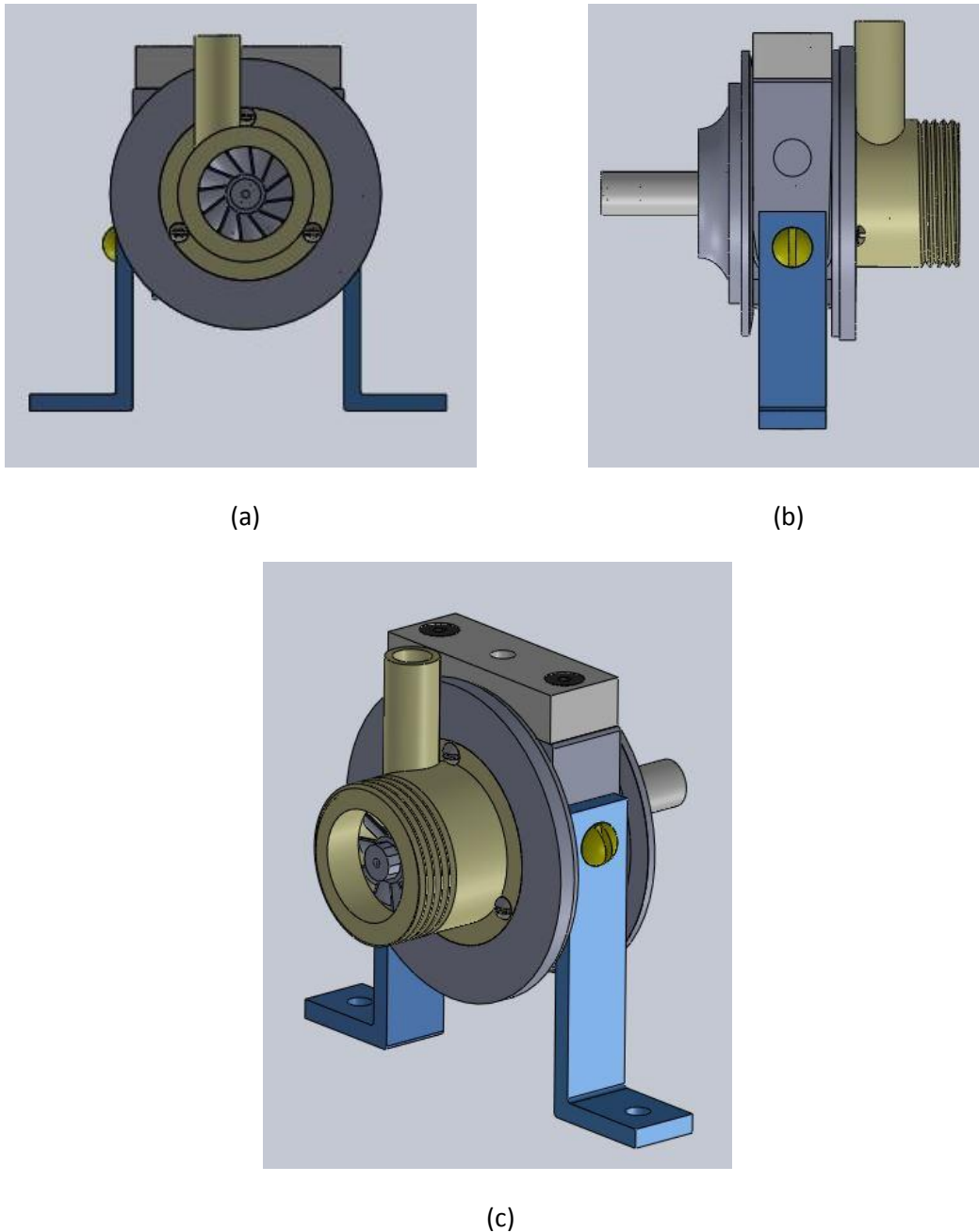


Figura 3. 16 Ensamble final del sistema. (a) Vista frontal; (b) Vista lateral; (c) Isométrico.



Una vez obtenido el ensamble final del sistema, se procede al acoplamiento directo al ciclo. Para que esto se realice se necesita que en la sección de salida del vapor, en la carcasa, se haga una cuerda exterior de 31.75 [mm] (1 ¼ [in]), para colocar una campana con amplitud a 38.1 [mm] (1 ½ [in]), esto con el propósito de tener un control del vapor a la salida del equipo.

En la sección de entrada de vapor, cuyo diámetro es 10 [mm], se acoplará a presión un niple de 6.35 [mm] (¼ [in]) con la finalidad de colocar un ducto que comunique esta sección con la salida del separador de flujos, dispositivo del cual proviene el fluido de trabajo.

3.2 Manufactura.

La carcasa.

El material que se utilizó para la fabricación de la carcasa fue bronce S.A.E. 40 A.S.T.M. B 145. Este tipo de bronce se usa especialmente en aplicaciones hidráulicas, válvulas de vapor y agua, impulsores para bombas, flechas, elementos de máquinas, bujes, etc.; y en general donde se requiere un bronce de características medias de muy buena presentación. Exceptuando a las de acero, las aleaciones de bronce son superiores a las de hierro en casi todas las aplicaciones. Además, este tipo de material a diferencia de los antes mencionados, resulta ser más sencillo de maquinarlo gracias a su poca dureza.

El proceso que se siguió para la manufactura fue torneado. Dicho proceso se lleva a cabo en una máquina herramienta (torno) que opera haciendo girar la pieza a mecanizar, sujeta en un cabezal fijada entre puntos de centraje, mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, mediante un carro que se desplaza sobre unas guías o rieles paralelos al eje de giro de la pieza.

En primera instancia, se sujetó la barra de bronce sobre las mordazas del torno (figura 3.17). Una vez sujeta, se centró la pieza de manera que el corte siguiera una misma trayectoria, es decir, fuera constante sobre cualquiera de las caras de la barra.

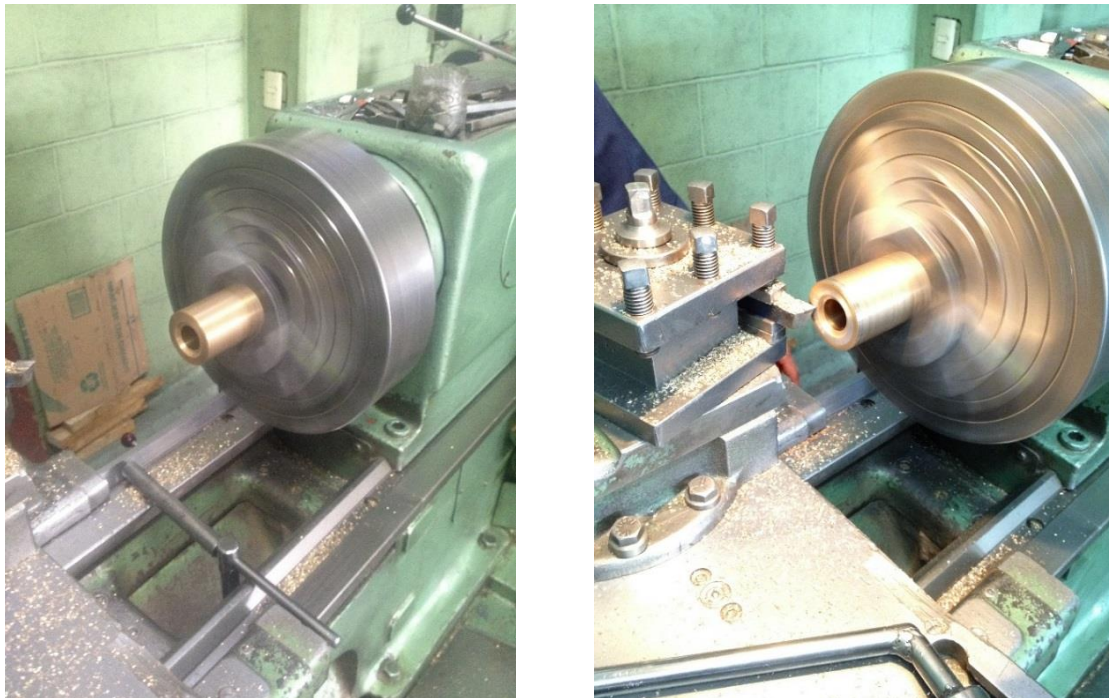


Figura 3. 17 Sujeción de la barra de bronce en el torno.

Debido a que el material elegido se obtuvo en dimensiones cercanas a las finales, se le dio una careada a toda la superficie de la barra para quitar imperfecciones que esta pudiera tener por su fundición, tal y como se observa en la figura 3.18. Para el maquinado de todos los componentes se usó un cortador de pastilla montada de carburo de tungsteno.

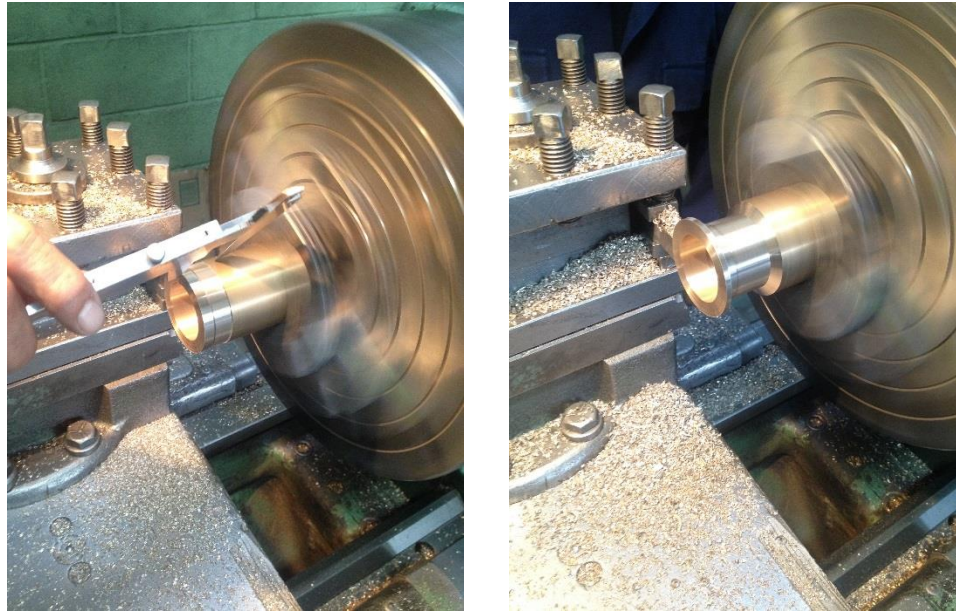


Figura 3. 18 Maquinado de la carcasa.

Una vez obtenidas las medidas finales tanto en el interior como en el exterior de la carcasa, se trazó un círculo de centro para poder perforar tres barrenos de 3.175 [mm] de diámetro (1/8 [in]), de manera que estos se utilicen para ensamblar este componente con el cartucho (figura 3.19).



Figura 3. 19 Trazado del círculo de barrenos.

En vista de que por diseño, el maquinado de toda la carcasa no se puede hacer de una sola pieza, se decidió trabajarla en dos partes. La primera abarca el proceso que hasta ahora se ha descrito, que consta de todo el cuerpo, tomando en cuenta la salida del vapor. La segunda involucra solamente el conducto de entrada de vapor a la turbina (figura 3.20).

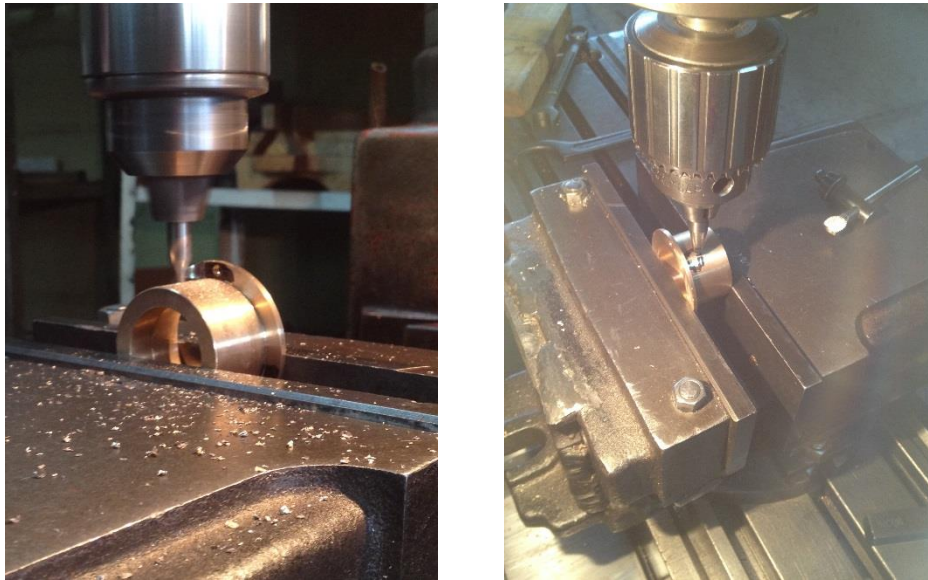


Figura 3. 20 Maquinado para el tubo de entrada de vapor.

Debido a la disponibilidad de materiales, se tomó la decisión de fabricar este tubo de entrada de vapor en aluminio. Los parámetros analizados durante el desarrollo que se tiene hasta el momento en el presente trabajo, no son obstáculo para poder trabajar con este material. En la imagen 3.21 se aprecia que el maquinado de este elemento también se llevó a cabo en el torno.



Figura 3. 21 Maquinado del conducto de entrada de vapor.

Cartucho.

Para poder acoplar la carcasa con el cartucho, se diseñó una caja con el diámetro mayor de la carcasa en una de las caras del cartucho. La finalidad de la caja maquinada, es que permite mantener alineados sobre un mismo eje de centro todos los componentes que hasta ahora se han mencionado. El ensamble de los mismos se han hecho de tal manera que se conserve la concentricidad, y el ensamble carcasa-cartucho no es la excepción. En la figura 3.22 (a) se muestra que el proceso que se siguió para el maquinado.



(a)



(b)

Figura 3. 22 (a) Centrado del cartucho en el torno para lograr un corte uniforme. (b) Barrenado y roscado de los tres orificios para el ensamble.

Se observa en la figura 3.22 (b) que sobre la misma caja que se maquinó en el cartucho para la entrada de la carcasa, también se trazó un círculo de barrenos para los orificios de 3.175 [mm]. Estos orificios roscados nos sirven para colocar 3 tornillos que ayuden a darle una buena sujeción al ensamble.

Soporte o base.

El material que se seleccionó para la base del sistema fue solera de acero. El diseño de la misma fue muy sencillo, pues solo consta de dos soleras dobladas a 90°. En la parte superior e inferior de ambas, se barrenaron cuatro orificios de 6.25 [mm] de diámetro (1/4 [in]) dos para poder sujetarlo al cuerpo del cartucho, y los dos restantes para soportarlo a un banco, logrando así reducir las vibraciones por el funcionamiento del sistema (figura 3.23).



Figura 3. 23 Soporte del sistema.

Hasta este momento se tiene ya descrito el proceso para acoplar el turbocompresor al CBEI, las variables o parámetros que influyen directamente en el diseño y funcionamiento del sistema, los componentes del equipo, así como el proceso de manufactura que involucra cada uno.

En el siguiente apartado se muestra el procedimiento para realizar las pruebas correspondientes al turbocompresor en funcionamiento.

3.3 Pruebas experimentales.

Antes de efectuar las pruebas experimentales, es necesario recalcar el objetivo que se quiere lograr, y esto es alcanzar aproximadamente 24,000 rpm para producir 1 [kW]. Lo que se espera de estas pruebas es que no haya ninguna problemática por cuestiones de operación y funcionamiento del equipo. Las modificaciones que se le hicieron al mismo deben garantizar que haya las menores pérdidas posibles de fluido en su paso a través del sistema, para alcanzar la potencia teórica esperada.

Después de considerar las bases teóricas que se mencionaron anteriormente, se hace una caracterización, la cual consta del análisis de las pruebas experimentales del equipo en funcionamiento y el registro de las mismas.

Antes de llevar a cabo la caracterización de la turbina, se indagó en los posibles métodos para realizar dicha acción. Una de ellas es la que se presenta en el trabajo *“Caracterización de una turbina axial y creación de aplicación gráfica para procesamiento de datos”* (Martínez, 2012), desarrollado en la Universidad de Jaén, España. Uno de los principales objetivos es obtener las curvas características a partir del funcionamiento del sistema. Un parámetro que abarca la caracterización de dicho sistema, es la medición del par.

Esta acción se efectúa haciendo uso del freno de Prony. Para que pueda medirse el par en la turbina, el fluido mediante el cual es impulsada la misma es agua, es decir, el dispositivo de expansión es hidráulico.



Figura 3. 24 Freno montado sobre turbina axial (Martínez, 2012).



Las variables involucradas en la obtención de resultados de este tipo de prueba, son: par mecánico y potencia mecánica o útil.

Par mecánico. El par mecánico o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia (Budynas, 2008). Este par se obtiene a través del freno de Prony, es decir, un freno que consta de un brazo sobre el que van montados un dinamómetro y una rueda, que tiene adosada una cincha de alto rozamiento. Esta rueda es la que se conecta directamente al eje de la máquina para obtener el valor del par.

Potencia mecánica o útil. A partir del par mecánico, M , y con la obtención de la velocidad de rotación (n), se puede calcular la potencia mecánica de la turbina. Este concepto se puede definir como el trabajo mecánico que se realiza dentro de un intervalo de tiempo (Budynas, 2008).

$$P = M * n \quad (23)$$

Debido a las limitaciones actuales del ciclo, principalmente por la instrumentación y la disposición del equipo que suministra vapor (caldera), las pruebas no se pudieron realizar en el CBEI.

Tabla 8 Datos técnicos de la caldera.

| | |
|------------------|----------------------------------|
| Presión Diseño | 10.5 [kg/cm^2] |
| Capacidad | 1568 [kg/hr] |
| Sup. Calefacción | 47.56 [m^2] |

Sin embargo, el laboratorio de Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería, apoyó en el desarrollo de las mismas. Este laboratorio cuenta con el equipo adecuado para simular las características del ciclo BEI. Si bien, la esencia de este trabajo habla acerca de un ciclo Rankine orgánico con un arreglo específico, el trabajar con un ciclo de vapor abierto ayuda a obtener aproximaciones o resultados similares a los posibles obtenidos en el CBEI, siempre y cuando se tomen las consideraciones y parámetros adecuados para que esto se logre de la mejor manera.

Se había mencionado anteriormente el diseño de una tobera convergente divergente que ayudaría a acelerar el fluido antes de entrar al turbocompresor. Ya que las dimensiones de la misma son limitadas, resulta complicado manufacturarla y así poder acoplarla al equipo. Sin embargo, se respetó la dimensión de salida de la tobera, la cual es la misma a la entrada del turbocompresor. Los resultados se basan específicamente a la lectura de tres variables: rpm y gasto.

Para poder realizar las pruebas experimentales, se acopló el turbocompresor a una pequeña salida de la caldera (figura 3.25 (a)), esto con el fin de extraer vapor necesario para el accionamiento del dispositivo. En vista de que no se cuenta con la instrumentación adecuada para la toma de datos del gasto a la entrada del turbocompresor, se decidió elaborar un condensador. Una vez que el vapor

entra a la turbina del turbocompresor, y es expandido, es dirigido a la sección de descarga de la carcasa. Llegando a ese punto es captado dentro del condensador (figura 3.25 (b)), en donde mediante un serpentín de cobre por el cual pasa agua, se da una transferencia de calor provocando que el vapor condense, es decir, cambia a estado líquido. Esto permite que el líquido resultante de la condensación sea depositado en una probeta y así poder medir el gasto en un periodo de tiempo.



(a)



(b)

Figura 3. 25 Turbocompresor acoplado a ciclo Rankine convencional en lab. M.T (a) y (b).



Capítulo 4 Análisis de resultados

Los parámetros que se tomaron en cuenta para la obtención de resultados son: rpm y gasto. Dado que se cuenta con un turbocompresor, una de las variables más importantes son las rpm; con base en este dato resulta ser fácil determinar la potencia del equipo y verificar si el mismo cumple con las expectativas planteadas en este trabajo. Esto nos ayuda a tener un buen análisis del sistema y sobre su operación.

Se realizaron nueve eventos puesto que la válvula, que regula la salida del vapor en esa sección, cuenta con un mando cuya geometría sirvió de base para calibrar la misma salida del fluido. Fue muy claro que no todo se rige sobre bases teóricas; un desarrollo experimental arrojó ciertos inconvenientes en las pruebas, en donde las complicaciones no fueron obstáculo para los resultados.

Para leer las rpm se empleó un phototacometer. Este instrumento cuenta con un emisor y un receptor de luz, es por eso que en el buje trasero del turbocompresor se colocó una superficie reflejante capaz de recibir y enviar el destello de luz del phototacometer. En primera instancia se usó un tacómetro de contacto, pero en vista de que el turbocompresor no cuenta con el torque suficiente, no se pudieron registrar mediciones concretas. La tabla 8 muestra los valores obtenidos en las pruebas.

Tabla 9 Valores obtenidos de las pruebas.

| | rpm | G [g/s] | P [kW] |
|---|------|---------|--------|
| 1 | 1631 | 2.2 | 0.0592 |
| 2 | 1655 | 2.2324 | 0.0600 |
| 3 | 2479 | 3.3438 | 0.0899 |
| 4 | 3115 | 4.2017 | 0.1130 |
| 5 | 3512 | 4.7372 | 0.1274 |
| 6 | 3915 | 5.2808 | 0.1420 |
| 7 | 4322 | 5.8298 | 0.1568 |
| 8 | 5239 | 7.0667 | 0.1900 |
| 9 | 6040 | 8.1471 | 0.2191 |



En la figura 4.1 se puede observar que a medida de que el gasto de vapor a través del turbocompresor aumenta, las RMP también se incrementan.

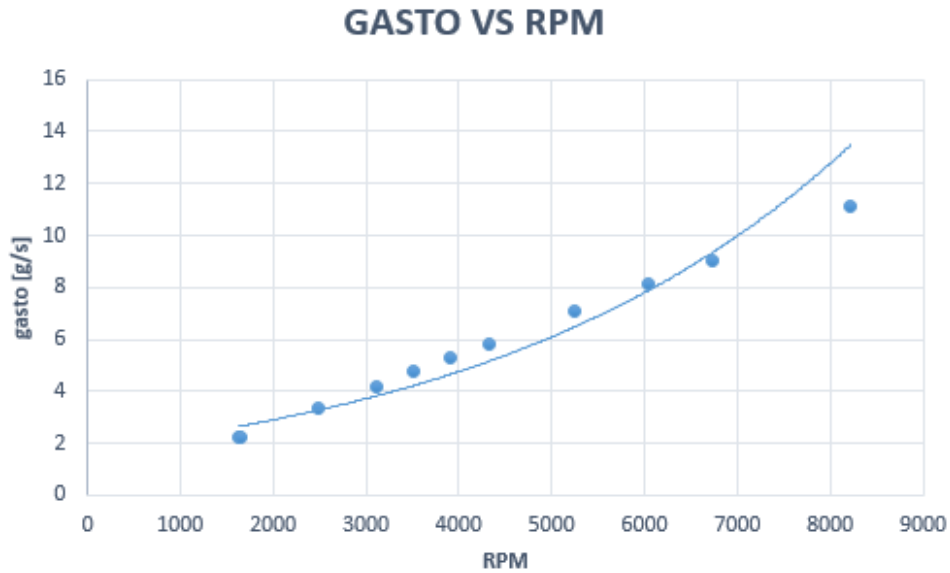


Figura 4 1 Gráfica GASTO VS RPM.

Claro está que la potencia generada por el turbocompresor está directamente ligada con el valor de RPM registrado. Tal y como se aprecia en la figura 4.2, a medida que las RPM aumentan, la potencia aumenta.

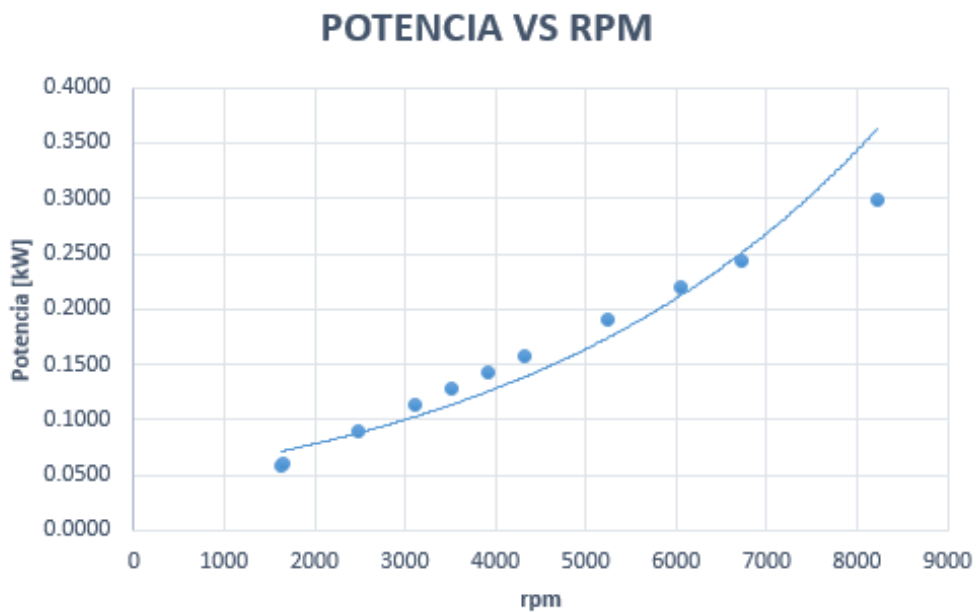


Figura 4 2 Gráfica POTENCIA VS RPM.

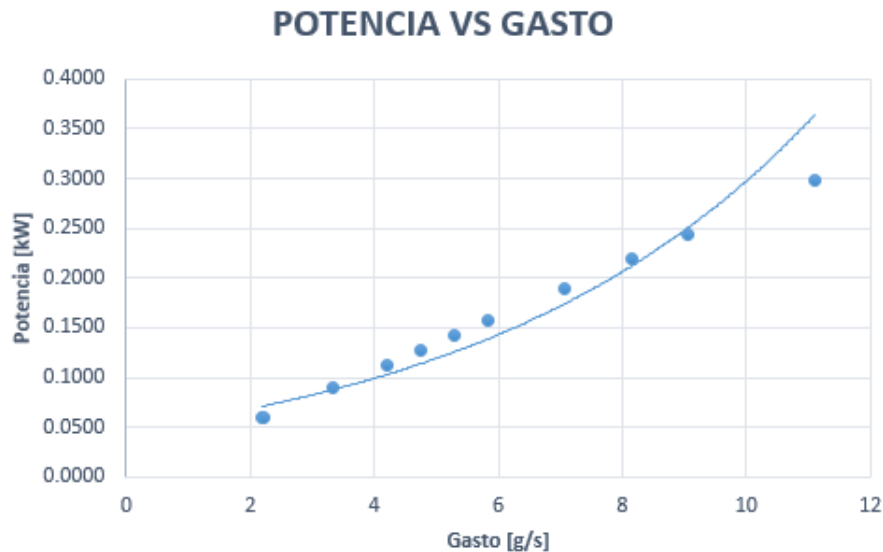


Figura 4 3 Gráfica POTENCIA VS GASTO.

Parámetros como temperatura, presión y calidad del vapor no fueron los mismos que se plantearon teóricamente en el ciclo BEI. Uno de los inconvenientes que se presentaron en las pruebas experimentales, fue que la temperatura del vapor era de 85 °C, es decir, la calidad del mismo correspondía a un estado de fluido bifásico.

Probablemente, si el vapor estuviera a una temperatura mayor, es decir, se tuviera en vapor seco, las revoluciones aumentarían y por lo tanto la eficiencia y la potencia también se incrementarían. La presencia de vapor saturado (vapor a punto de condensar) da paso a la formación de gotas de agua, cuya situación pudiera presentar una problemática para el funcionamiento del equipo por cuestiones de corrosión. Sin embargo, el material de la turbina (aleación base níquel-cromo), así como de sus elementos auxiliares, son capaces de resistir el efecto de este fenómeno.

Cabe mencionar que este trabajo parte de que para generar 1 [KW] se necesitan alrededor de 24,000 rpm (Campos, 2012). La ventaja de que se cuente con dicho sistema, es que la turbina que lo compone llega a velocidades que van de las 20,000 a las 30,000 rpm, con una generación aproximada de 300 [W] a 1.5 [kW] (Choon Seng Wong, 2013). La lectura de rpm mayor que se registró en las pruebas experimentales (6,040 rpm) corresponde a una potencia de 219 [W]. Este dato, además de las gráficas anteriores, deja claro que la operación del equipo es tal y como se esperaba; a medida de que el gasto y las rpm del equipo aumentan, la potencia también aumenta. Probablemente si el equipo hubiera sido capaz de girar entre 15,000 y 20,000 rpm, y así obtener su potencia correspondiente, sería todavía más claro notar que tanto las rpm como la potencia se incrementan, y se acercaría ese valor a una potencia teórica esperada de 1 [kW].



Se ha mencionado el concepto de potencia y, si bien, los resultados obtenidos de las pruebas experimentales parten de un análisis sobre propiedades termodinámicas del vapor, se podría estar hablando así de una potencia térmica. Sin embargo, el turbocompresor se desea acoplar a un generador eléctrico, cuyo funcionamiento está ligado directamente con el simple giro del buje trasero del equipo y por lo tanto de la turbina. Una vez planteado este análisis, se puede denotar a la potencia térmica como la potencia neta producida en kW.



Capítulo 5 Conclusiones

La selección del turbocompresor que se planteó resultó ser adecuada, ya que el rendimiento del mismo fue óptimo, no para las condiciones exactas que se tienen del ciclo, pero si para estimado. Si bien, esta selección provocó incertidumbre por el rango de potencia propuesto para la turbina en este trabajo, se pudieron llevar a cabo las pruebas correspondientes sin ningún inconveniente.

Una evaluación de elementos auxiliares permitió que se tuviera una primera idea de cómo sería rediseñado el turbocompresor, se hizo una inspección sobre los elementos que conforman dicho equipo para seleccionar aquellos componentes que servirían para su acoplamiento con el CBEI.

El diseño propuesto de una carcasa cerrada, ayudó a corregir inconvenientes en donde el funcionamiento del turbocompresor no fue tan afectado por problemas como fugas por cuestiones de ensamble entre algunos componentes, y por su geometría, ya que los turbocompresores están diseñados para grandes flujos y el CBEI no cumple ese punto.

La ausencia de la tobera propuesta pudo influir en los resultados, de manera que el fluido no contó con una aceleración extra capaz de llevarlo con más fuerza a los álabes de la turbina, provocando quizá un aumento en las RPM y por consiguiente un aumento en la potencia.

Si bien, uno de los objetivos era producir 1 kW, sin embargo, debido a una serie de inconvenientes como pérdidas de vapor, la calidad del mismo, procedente de una temperatura que lo dispone como fluido bifásico, pudieron afectar directamente los resultados que arrojaron las pruebas experimentales que se hicieron con el equipo. Los registros de rpm, gasto y potencia, dejan claro un comportamiento positivo del sistema.

Aunque la lectura mayor de gasto reporta una potencia de 219 [W], se nota claramente que a medida que el gasto y las rpm aumentan, la potencia aumenta; es decir, probablemente alcanzando de manera experimental que la turbina del equipo gire a 24,000 rpm se tendría aproximadamente 1 [kW] generado, siguiendo el comportamiento ascendente que muestran las gráficas.

Los resultados obtenidos serán de gran utilidad si se quiere modificar el sistema, como por ejemplo acoplarlo al ciclo BEI o acoplar un turbocompresor de más potencia, y por lo tanto que ofrezca mayor generación de energía eléctrica.



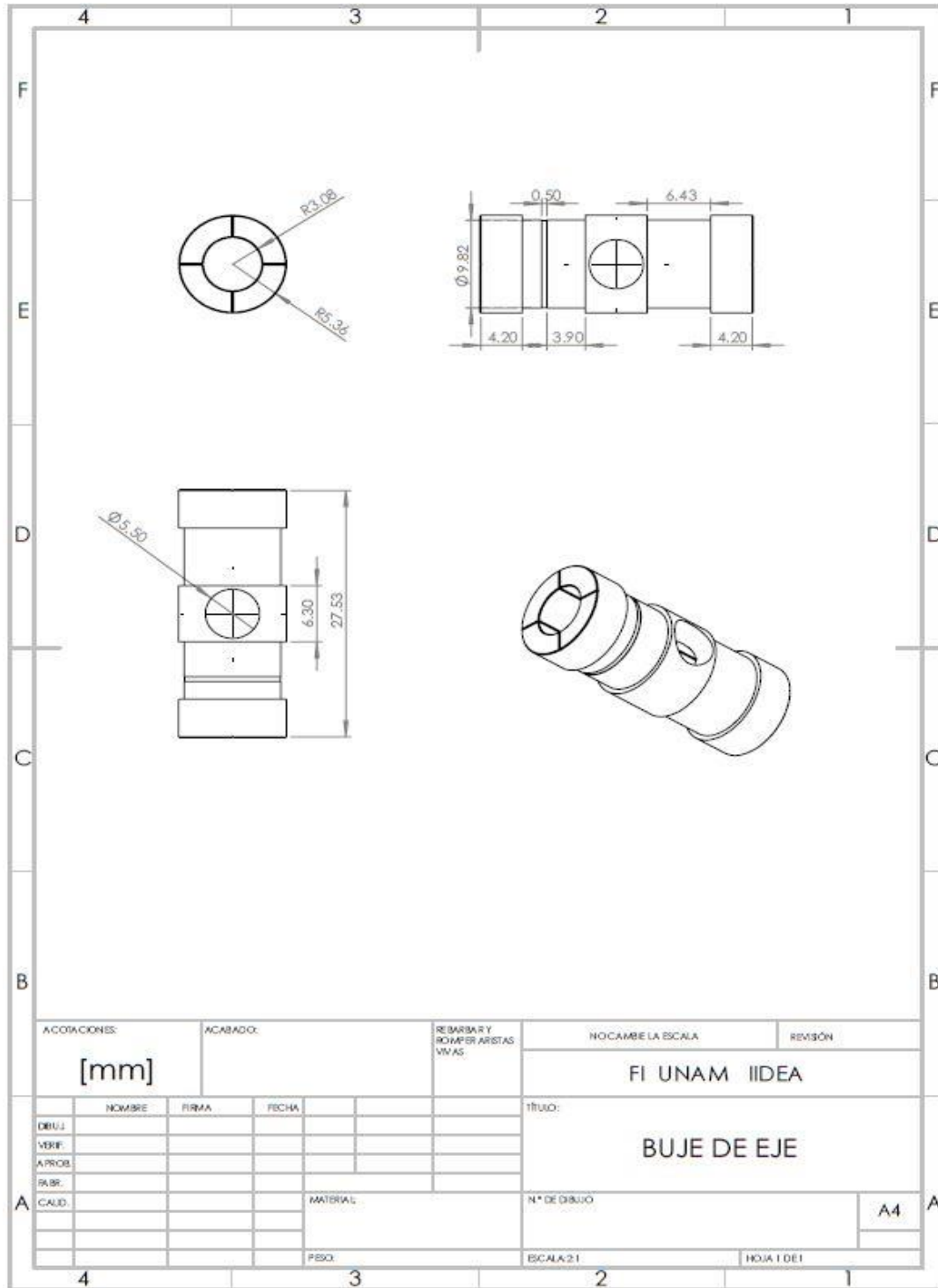
Trabajo a futuro.

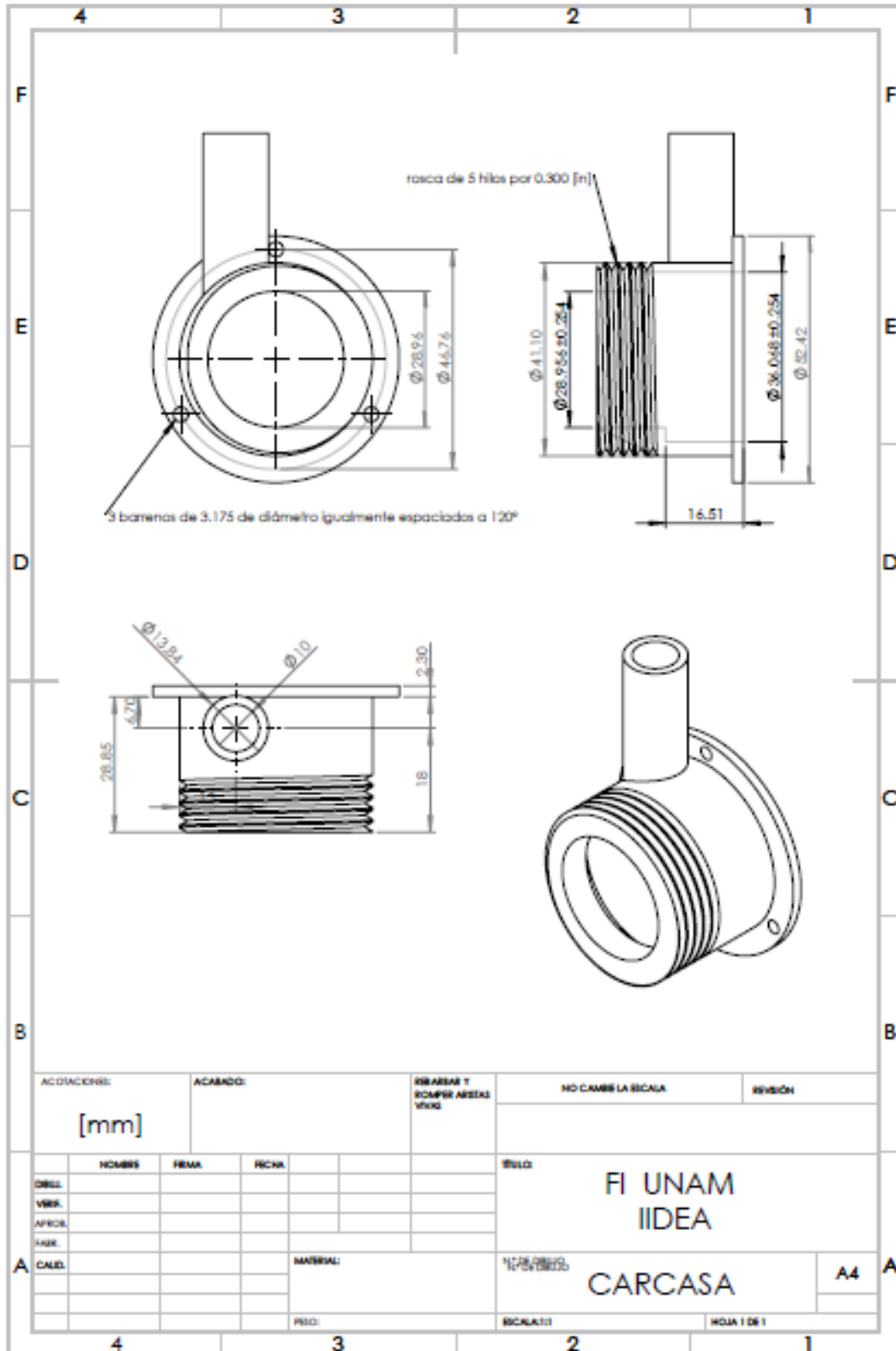
Se planea obtener una serie de parámetros tales como presión, gasto, temperatura y velocidad tanto en la entrada como en la salida de la turbina.

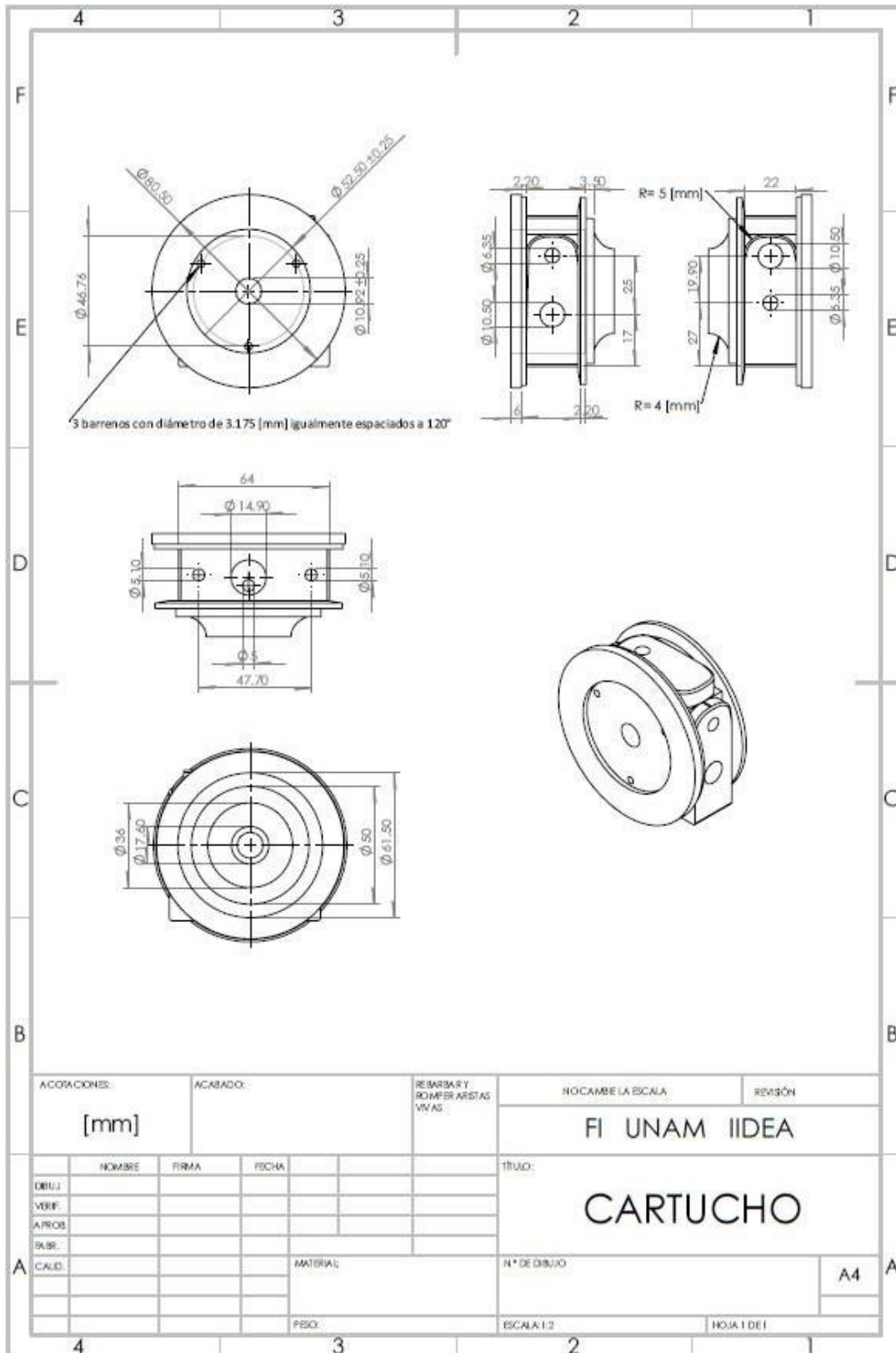
Para cubrir esta parte se instrumentará el ciclo, es decir, se hará uso de dos sensores, uno de presión y otro de temperatura, con la finalidad de obtener los valores de estos parámetros en la entrada y salida del equipo.

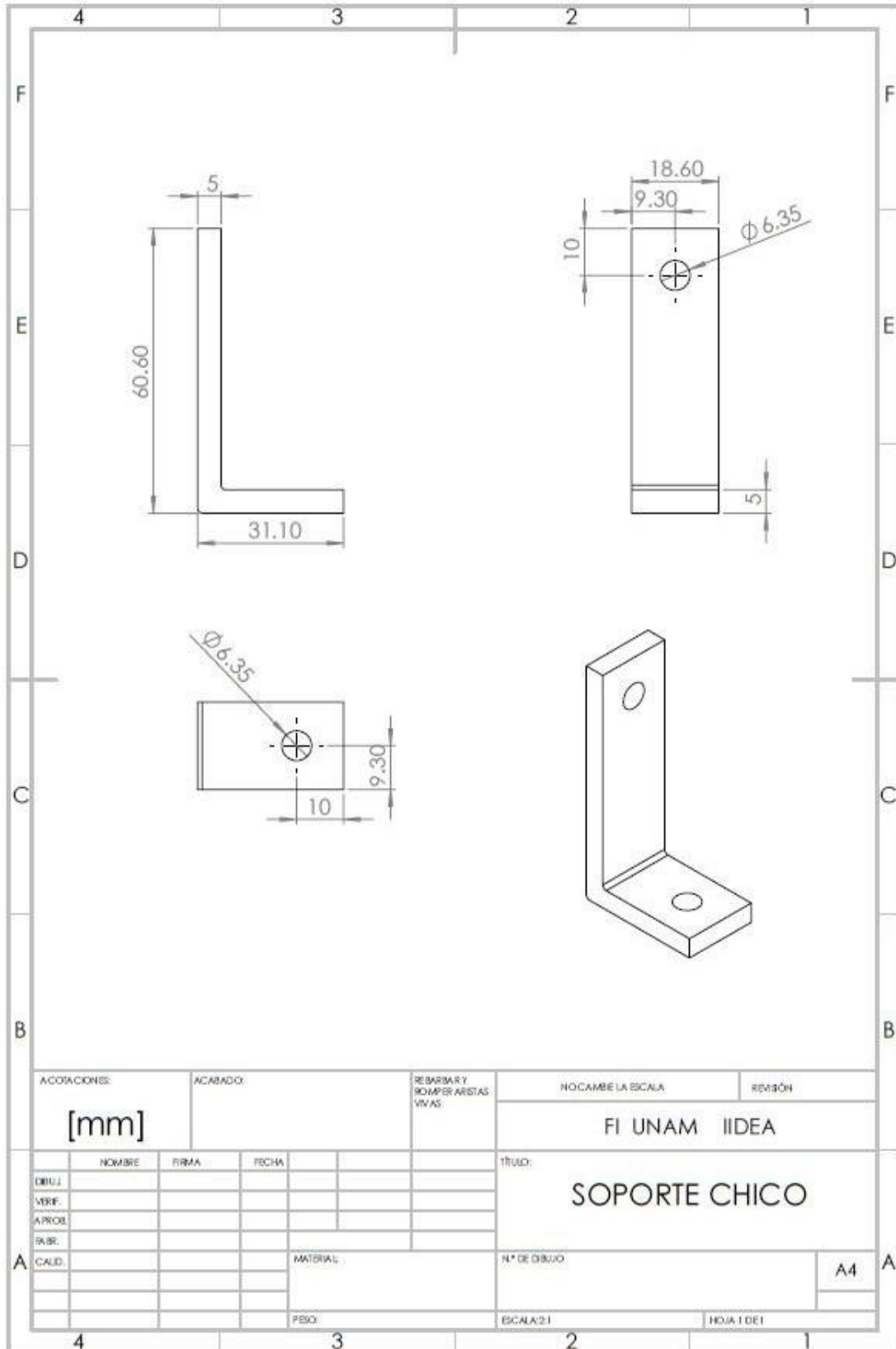
Además, de acoplará un generador en el buje trasero del equipo para obtener energía eléctrica.

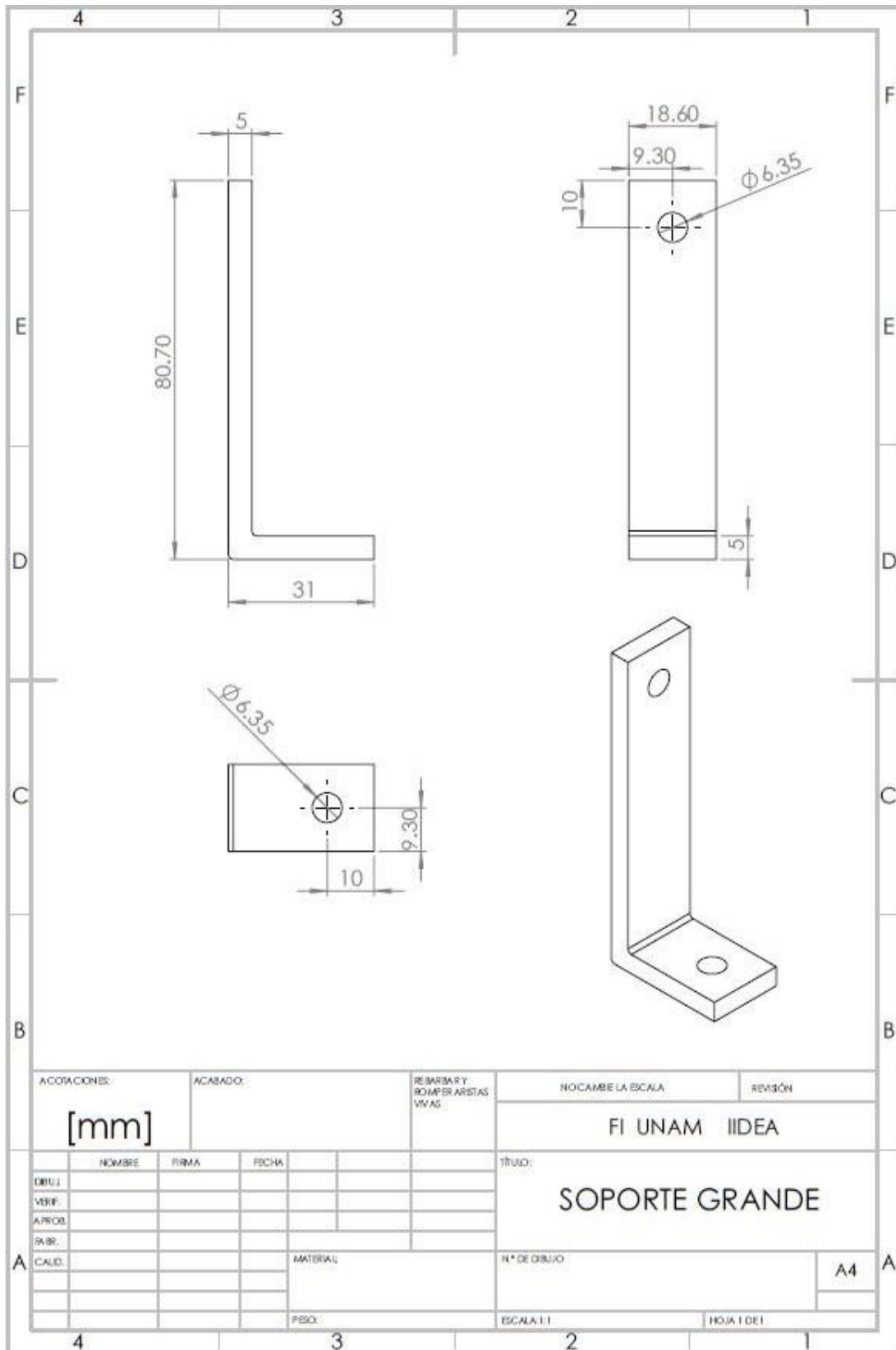
APÉNDICE 1







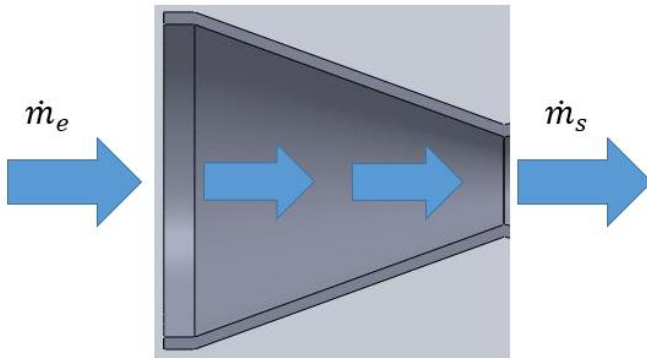






APÉNDICE 2

CÁLCULO DE LA TOBERA:



| Estados | | |
|-------------------------|----------|----------|
| | 8 | 9 |
| T(°C) | 107.1 | 45.8 |
| P(MPa) | 0.13 | 0.0100 |
| Gasto(kg/s) | 0.003222 | 0.003222 |
| Gasto(m³/s) | 0.004271 | 0.04287 |
| Densidad (kg/m³) | 0.8 | 0.1 |
| Entalpía Liq (kJ/kg) | - | 2361.3 |
| Entalpía Gas (kJ/kg) | 2687 | - |
| Entalpía Mezcla(kJ/kg) | - | 2361.25 |
| Calidad (%) | 1 | 0.907 |
| Entropía Liq (kJ/kg) | 1.387 | 0.649 |
| Entropía Gas (kJ/kg) | 7.271 | - |
| Entropía Mezcla (kJ/kg) | - | 7.451 |

Si se propone diámetro a la entrada igual a 0.0254 [m], calculando el área de entrada.

$$A_e = \pi \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 = \pi \left(\frac{0.0254 \text{ [m]}}{2} \right)^2 = 5.0671 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\text{Si } \dot{m} = \rho V A ; V_e = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{0.003222 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]}{(0.8 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]) (5.0671 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]})} = 7.9434 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \text{ Velocidad a la entrada de la tobera.}$$

La velocidad de salida se calcula en función de la entalpía de estancamiento, dada de la siguiente manera.

$$V_s = \sqrt{2 * (h_8 - h_9) + V_e^2} = \sqrt{2 * \left(2687 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] - 2361.25 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right) * (1000) + 7.9434 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]^2} = 807.1946 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

De balance de masa en la tobera:

Velocidad a la salida de la tobera.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s ; \rho_e V_e A_e = \rho_s V_s A_s ; A_s = \frac{\rho_e V_e A_e}{\rho_s V_s} = \frac{(0.8 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]) * (7.9434 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right])^2 * (5.0671 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]})}{(0.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]) * (807.1946 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right])}$$

Despejando el área de salida

$$A_s = 3.9891 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_s = \pi r^2 ; r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{3.9891 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}}{\pi}} = 3.5633 \times 10^{-3} \text{ [m]} \rightarrow \text{Que representa un diámetro igual a}$$

$$D = 0.7127 \text{ [cm]}$$



Referencias

1. ADEME-BRGM, s.f. ENERGÍA GEOTÉRMICA. En: *www.geothermie-perspectives.fr*. s.l.:s.n. [Último acceso: 31 Agosto 2015].
2. Alomá Chávez, E. & Malaver, M., 2007. *Los conceptos de calor, trabajo, energía y teorema de Carnot en textos universitarios de termodinámica*. Caracas, Venezuela: EDUCERE.
3. Alvear, M. O., 2003. *TURBOCOMPRESORES DE GEOMETRÍA VARIABLE: ESTUDIO Y DISEÑO*. s.l.:RA-MA.
4. Anderson, J. D., 1984. *Fundamentals of Aerodynamics*. tercera edición ed. s.l.:Mc Graw-Hill.
5. APPA, 2009. Asociación de Empresas de Energía Renovables. En: s.l.:http://www.appa.es/06geotermica_baja/06que_es.php. [Último acceso: 4 Septiembre 2015].
6. Bert, D. G. H. L., 2011. Evaluación de la energía geotérmica en México. En: México : Comisión Reguladora de Energía; CRE..
7. Bert, G. H. L., 2011. Generación distribuida, abastecimiento y cogeneración de energía geotérmica en México.. En: *Energy Sector Management Assistance Program*. México: s.n.
8. Bloch, B. P., 1998. *Steam Turbines: Design, applications and re-rating*. 2nd Edition ed. s.l.:Mc Graw Hill.
9. Bonilla, L. A. H., 2015. *ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DE DISPOSITIVOS DE ESTRANGULAMIENTO PARA LA EVAPORACIÓN INSTANTANEA EN UN CICLO DE GENERACIÓN GEOTERMOELÉCTRICA*. México D.F.: s.n.
10. Budynas, R. G., 2008. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*.. En: México. D.F.: McGraw-Hill..
11. Campos, O. I. E. R., 2012. *DISEÑO DEL ESTATOR DE UNA TURBINA DE ALTAS REVOLUCIONES ACOPLADA A UN CICLO DE GENERACIÓN ELÉCTRICA*. México D.F.: s.n.
12. Century, R. E. P. N. f. t. 2., 2013. REN 21, Available: <http://www.ren21.net/>.. En: s.l.:s.n. [Último acceso: 7 Septiembre 2015].
13. Choon Seng Wong, D. M. a. S. K., 2013. *SELECTION AND CONVERSION OF TURBOCHARGER AS TURBO-EXPANDER FOR ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)*, Rotorua, New Zealand: s.n.



14. Diez, P., 2009. *Biblioteca sobre ingeniería energética*. [En línea]
Available at: <http://www.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/01Turb.Hidr.pdf>
[Último acceso: 24 Agosto 2015].
15. Fanelli, M. H. D. a. M., 2003. *Geothermal Energy: utilization and technology*. En: Francia:
UNESCO.
16. Fanelli, M. H. D. a. M., 2004. *International Geothermal Association* [en línea]. En: *Available at:*
http://www.geothermal-energy.org/what_is_geothermal_energy.html#c313. s.l.:s.n.
[Último acceso: 25 Agosto 2015].
17. Geotermia.org.mx., s.f. *Asociación Geotérmica Mexicana* [en línea]. En:
<http://www.geotermia.org.mx/geotermia/>. s.l.:s.n. [Último acceso: 11 Agosto 2015].
18. Gualteri, P. J., 1994. *Turbocompresores*. México D.F.: cosmopolita.
19. Gutierrez, I. S. T. A. E. S., 2010. Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica:
Hacia un desarrollo sustentable. *Revista Digital universitaria*, 11(10).
20. Gutierrez, I. S. T. A. E. S., 2010. Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica:
Hacia un desarrollo sustentable.. En: *Revista Digital universitaria*. s.l.:s.n., pp. vol. 11, nº 10.
21. Hernández, J., 2010. *Herramientas para el diseño de una turbomáquina de flujo axial*.. Madrid:
Universidad Carlos III de Madrid.
22. IDAE, I. d. I. D. y. A. d. I. E., 2008. *Manual de Geotermia*. En: Madrid: s.n.
23. IIDEA, 2013. *Proyecto IIDEA*. México D.F: Instituto de Ingeniería UNAM.: s.n.
24. Jiménez, H. M. A., 2012. *Energía geotérmica "Generación eléctrica y usos directos"*.
25. Loksha, M. G. & V., 2012. En: *Geothermal handbook: Planning and financing power
generation*.. Washington, USA. : s.n.
26. MacInnes, H., 1994. *MANUAL DE TURBOCARGADORES*. México D.F.: prentice hall.
27. Martínez, R. C., 2012. *Caracterización de una turbina axial y creación de aplicación gráfica
para procesamiento de datos*. Jaén, España.: s.n.
28. Mataix, C., 1973. *Turbomáquinas térmicas*. tercera edición ed. s.l.:Dossat.
29. Mataix, C., 1982. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*.. segunda ed. México D.F.: Harla.
30. Miller, J., 2008. *TURBO: REAL WORLD HIGH-PERFORMANCE TURBOCHARGER SYSTEMS*. s.l.:S-A
DESIGN.



31. Negrín, I. R. M. G. y. I. L. C. G., 2007. Recursos Geotérmicos para generar electricidad en México.. En: *Revista Digital Universitaria*, vol. 8, nº 12.. s.l.:s.n.
32. Padilla, R. V., 2013. *USO DE CICLOS RANKINE ORGÁNICOS*. available: <http://latinoamericarenovable.com/> [en línea]. s.l.:s.n. [Último acceso: 21 Septiembre 2015].
33. Pratte, D., 2009. ¿A look at twin scroll turbo system design- drive and conquer?. *SUPER STREET*.
34. R.Bertani., 2010. Geothermal Power Generation in the world 2005-2010 update report. En: *Proceedings world goethermal congress 2010*. Bali, Indonesia.: s.n.
35. Solcima.es., 2011. Climatizacion geotérmica. En: s.l.:<http://www.climatizaciongeotermica.com/geotermia/historia.html>. [Último acceso: 10 Agosto 2015].
36. Trillo, G. L., 2011. Guía de la Energía Geotérmica, Madrid: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. En: Madrid: s.n.
37. Wikipedia, s.f. sistemas magmáticos geotérmicos [en línea]. En: s.l.:<https://www.google.com.mx/imagenes/sistemasmagmaticosgeotermicos>. [Último acceso: 17 Agosto 2015].
38. Zárate, E. F. R., 2013. *Propuesta de diseño de in intercambiador de calor de placas para el Ciclo PWG*.. México D.F.: s.n.

