

24. 131

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

CICLOS TERMODINAMICOS PARA
APROVECHAMIENTO DE FLUIDO GEOTERMICO

TESIS QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
LICENCIATURA EN INGENIERIA MECANICA
PRESENTAN:

ROGELIO RUIZ ESPARZA GUTIERREZ
ALEJANDRO ROBERTO TELLO CAMPOS

MEXICO, D. F.

FEBRERO DE 1979



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

INTRODUCCION GENERAL

Pág.

- | | | |
|----|--|----|
| 1. | Presente y futuro de las reservas de energía mundiales. | 1 |
| 2. | Energía geotérmica, definición, tipos de depósitos y campos geotérmicos. | 4 |
| 3. | Formas de utilización de la energía geotérmica y clasificación de las plantas geotermoe-léctricas. | 8 |
| 4. | Problemas relacionados con la utilización de fluidos geotérmicos y posibles soluciones | 12 |
| 5. | Características de la fuente geotérmica de - Cerro Prieto. | 13 |

CICLO SIMPLE

- | | | |
|------|--|----|
| I. | Introducción | 16 |
| I.1 | Antecedentes | 16 |
| I.2 | Descripción General | 22 |
| I.3 | Ventajas y desventajas del Ciclo Simple | 25 |
| II. | Ciclo Termodinámico | 29 |
| II.1 | Ciclo Ideal | 29 |
| II.2 | Modificaciones del Ciclo Simple | 37 |
| II.3 | Diferencias entre el Ciclo Ideal y el Ciclo Real | 43 |
| III. | Memoria de Cálculos | 47 |
| IV. | Cálculos | 58 |

CICLO BINARIO

- | | | |
|-----|--------------|----|
| I. | Introducción | 68 |
| I.1 | Antecedentes | 68 |

I.2	Descripción General	68
I.3	Absorción de Energía	70
I.4	Opciones del Ciclo Binario	72
I.5	Ventajas y desventajas del Ciclo Binario	73
II.	Ciclo Termodinámico	77
II.1	Ciclo Rankine	77
II.2	Variaciones del Ciclo Rankine	85
II.3	Divergencias entre el Ciclo Ideal y el Ciclo Real	93
III.	Análisis de la máxima eficiencia posible para un Ciclo Binario	98
IV.	Ciclo Subcrítico y Ciclo Supercrítico	107
IV.1	Ciclo Subcrítico	107
IV.2	Ciclo Supercrítico	109
V.	Memoria de Cálculos	111
VI.	Fluidos de Trabajo	129
VII.	Cálculos	147
VII.1	Isobutano	147
VII.2	Freón 12	157
 CICLO DE FLUJO TOTAL		
I.	Introducción	171
I.1	Descripción general	171
I.2	Ventajas y desventajas del Ciclo de Flujo Total	172
II.	Ciclo Termodinámico	176
II.1	Ciclo Ideal	176
II.2	Divergencias entre el Ciclo Ideal y el Ciclo Real	182
II.3	Dispositivos de expansión del fluido geotérmico	184

III. Memoria de Cálculos

189

IV. Cálculos

196

CONCLUSIONES

INTRODUCCION GENERAL

1. Presente y futuro de las reservas de energía mundiales.

En la actualidad se han venido haciendo estimaciones de la demanda de energía que se necesita cubrir en todo el mundo. Se ha observado que la demanda de energía ha venido creciendo a una velocidad anual promedio de 2.6 por ciento desde 1900 a 1950, de 1950 a 1960 al 4 por ciento y de 1960 a 1970 al 5.5 por ciento.

Este hecho se atribuye parcialmente al crecimiento de la población mundial, pero aún más al incremento en consumo per cápita, el cual ha venido creciendo a un 1.7 por ciento en promedio durante la primera mitad de este siglo y casi el 3.25 por ciento en la década de los 60's. Por tanto, para los primeros 70 años se ha observado un incremento que no es precisamente exponencial y que cada vez aumenta en forma desmedida.

Hasta el año de 1950 más del 98.5 por ciento de las necesidades de energía mundial provenían de los combustibles fósiles y el 1.5 por ciento restante provenía de la energía hidráulica, energía geotérmica, etc.

En 1972, gracias al crecimiento del desarrollo nuclear geotérmico e hidráulico, el porcentaje de participación de los combustibles fósiles disminuyó al 97.8 por ciento, lo cual en realidad nos hace ver la dependencia de los combustibles fósiles. Algunas personas optimistas han hablado de que estos combustibles fósiles nos pueden suministrar energía por siglos; lo cual dista mucho de ser verdad.

Suponiendo en este momento que nuestra única fuente de energía provenga de los combustibles fósiles, podemos ver en la siguiente tabla las reservas estimadas en -- 1974:

Combustibles Sólidos	15111 millones de TJ, equivalentes a	0.531 x 10 ¹² tce*
Aceite Crudo	3958 " " " " " "	0.139 x 10 ¹² tce
Gas Natural	1933 " " " " " "	0.068 x 10 ¹² tce
Arcillas Esquistosas y Alquitranes	10921 " " " " " "	0.394 x 10 ¹² tce
31923 " " " " " "		1.122 x 10 ¹² tce

* toneladas de carbon equivalentes

Con respecto al año de 1973, se estimó que el consumo de energía mundial durante ese año era de 8060 millones de tce. Si las estimaciones de las reservas fueran tan confiables como exactas, y si fueran nuestros únicos recursos de energía nos proveerían de energía al ritmo de consumo del año 1973 por sólo un período de 130 años.

Ahora tomando en cuenta el crecimiento exponencial, este período se reduciría de acuerdo con la velocidad anual promedio de crecimiento que se tuviera. Por otro lado, si contamos con que estas reservas medidas solamente sean una fracción de los recursos de combustibles fósiles a que tenemos acceso, tendríamos un pequeño incremento en el período previamente mencionado.

De lo anterior se desprende el hecho de buscar - nuevas fuentes de energía que rápidamente puedan cubrir la demanda existente.

Entre estas fuentes de energía están: la energía hidráulica, la de las olas, viento, solar, de mareas, nuclear y geotérmica.

La energía, hidráulica es limpia y renovable, además trae consigo beneficios como control de irrigación y de inundación. Una estimación de los recursos hidráulicos explotables realizada en -- 1974 da como resultado la cifra de 3.7099×10^7 TJ , equivalentes acerca del 16 por ciento del consumo de energía total del mundo en 1973. Para ese año se habían desarrollado solo 1/8 de estos recursos hidráulicos y, aún, cuando se desarrollaran en su totalidad, esta energía representaría solo 1/6 de nuestras necesidades actuales que se reducirían si se incrementa el ritmo de crecimiento de la demanda de energía.

Se ha pensado en otros recursos de energía renovables como es el caso de la energía de las olas, viento, solar y de mareas que podrían, en un dado caso, aportar cierta parte de nuestras necesidades de energía. Pero estos recursos con excepción del de las mareas involucran estructuras incosteables e inoperantes, por tanto, no serían de gran ayuda.

Por otro lado tenemos, la fisión nuclear que representa una buena fuente de energía y que podría triplicar nuestras reservas medidas. Pero ya se ha visto que si no se reduce la velocidad de crece

4

cimiento de demanda de energía anual, el hecho de triplicar nuestras reservas no serviría de mucho.

Además, de que existen ciertos factores como el de manejo y eliminación de desechos radioactivos que hacen que esta energía se considere como último recurso.

También se ha pensado en la fusión nuclear que nos proporcionaría un gran potencial de energía, pero debido a los inconvenientes que presenta el producirla no ha sido considerada como un buen recurso ó fuente de energía.

Por último tenemos la energía geotérmica, dentro de la que se han hecho grandes progresos en los últimos años, tanto en exploración como en explotación y que representa uno de los recursos de energía con que se cuenta para el futuro.

Hasta el año de 1977 se generaron a partir de la -- energía geotérmica aproximadamente 1500 Mw en todo el mundo.

Entre los países que cuentan con programas de exploración y desarrollo de fuentes geotérmicas, están: Argelia, Chile, Colombia, Checoslovaquia, El Salvador, Etiopía, Hungría, Rusia, Japón, Islandia, Nueva Zelanda, E.U., México, etc.

2. Energía geotérmica, definición, tipos de depósitos y campos geotérmicos.

La energía geotérmica se puede definir como la energía térmica que poseen tanto las rocas como el agua que se encuentran contenidos a diferentes profundidades de la corteza terrestre.

Dentro de la corteza terrestre existen rocas permeables de espesores de aproximadamente un kilómetro que se encuentran fracturadas y fisuradas y que descansan sobre rocas impermeables que cubren el magma caliente localizado en el núcleo de la Tierra. Por medio de estas fisuras y fracturas de las rocas permeables, el agua pasa y hierve debido al alto flujo de calor existente. La energía que absorbe dicha agua es la que posteriormente puede aprovecharse en la generación de energía eléctrica.

Esta agua caliente se suele acumular en diversas zonas del planeta y se les conoce con el nombre de depósitos geotérmicos. Estos depósitos están compuestos por lo regular de capas de rocas impermeables que, con el tiempo y los movimientos tectónicos, se han fracturado y por tanto a través de dichas fallas ha surgido magma caliente, que como se mencionó, al ponerse en contacto con el agua que se ha filtrado por las capas de rocas permeables; cede parte de su energía térmica y en consecuencia, aumenta la presión y temperatura de dicha agua. A estos depósitos se les ha clasificado de acuerdo con el fluido geotérmico que contienen, o sea, que existen de vapor predominante, líquido predominante, geopresurizados y de roca seca ó magmáticos. Los depósitos de vapor predominante son los que contienen en su interior vapor seco que

puede utilizarse en una turbina de vapor convencional. Los de líquido predominante son los que contienen en su interior un agua mineralizada llamada salmuera, que puede aprovecharse debido a su relativa alta temperatura en la generación de energía eléctrica. Los depósitos geopresurizados son los que contienen agua de baja temperatura junto con gases de metano, que se encuentran entre capas de arcillas muy pesadas, las cuales hacen que se eleve la presión de dicha agua. Los depósitos de roca seca ó magmáticos son depósitos que debido a las altas temperaturas que se alcanzan ahí se crean capas de rocas en estado líquido o sólido que pueden transferir energía térmica a las filtraciones de agua que existan.

En México se han localizado depósitos del tipo de líquido predominante en el área de Cerro Prieto, Baja California y en Los Azufres, Michoacán. En el área del Golfo de México se han localizado depósitos geopresurizados.

Hasta ahora solo se cree que se pueden explotar dos clases de campos geotérmicos que son:

- a) Campos hipertérmicos
- b) Campos semitérmicos.

Los primeros son los que proporcionan energía de alta calidad, o sea, adecuada para la generación de energía eléctrica, y que por lo regular se encuentran confinados en una sola zona llamada Cinturón Sísmico. Esta zona marca los límites de las capas tectónicas.

Debido al movimiento de estas capas, sus límites forman zonas débiles a través de las que penetra el material caliente ó magma proveniente del manto inferior y que puede surgir formando un volcán ó simplemente forma una intrusión magmática.

Estas intrusiones magmáticas de las rocas de la corteza proporcionan un incremento de temperatura, en las zonas de alto flujo de calor, y por tanto, el agua que se filtra hasta esas zonas alcanza una alta temperatura que se aprovechará para generar energía eléctrica.

Este tipo de campos hipertérmicos se pueden localizar fácilmente debido a sus manifestaciones en forma de volcanes, fumarolas, etc.

En el caso de la segunda clase de campos geotérmicos están los que se encuentran más alejados del Cinturón Sísmico, también poseen en su interior agua, pero de baja calidad, o sea, de 100°F ó menos. Estos campos son propios para utilizar su energía en calefacción, suministro de agua caliente, agricultura, etc. (a veces se pueden utilizar también en la generación de energía eléctrica). Probablemente, estos campos semitérmicos se crean a partir de una combinación de factores, como: anomalías en la corteza terrestre que provocan puntos calientes en el manto inferior, etc.

Estos campos, además no se pueden detectar fácilmente, excepto cuando en algunas ocasiones surgen fuentes calientes, y por lo tanto, muchos de ellos se han podido localizar y aprovechar.

3. Formas de utilización de la energía geotérmica y clasificación de las plantas geotermoeléctricas.

La generación de electricidad a partir de fuentes geotérmicas comenzó en 1904, en Lardarello, Italia, utilizando vapor seco proveniente de depósitos de vapor predominante.

En 1960, en Nueva Zelanda, se empezó a generar electricidad al utilizar vapor separado del agua caliente ó salmuera proveniente de depósitos de líquido -- predominante. Posteriormente otros países han empezado a aprovechar otras formas de utilización de la energía geotérmica.

Actualmente se han investigado y desarrollado diferentes formas de utilización de la energía geotérmica que se describen en seguida brevemente.

La primera que se desarrolló es la que se basa en la utilización del vapor seco extraído de un depósito geotérmico de vapor predominante. Este vapor se hace pasar a través de una turbina convencional en donde cede parte de su energía que se transforma en trabajo y que se aprovecha en la generación de energía eléctrica.

Se recomienda utilizar turbinas de vapor cuando se cuenta con depósitos geotérmicos de vapor predominante a alta presión y con una baja concentración de gases no condensables.

Por otro lado, este vapor seco puede utilizarse para

generar energía mediante un ciclo denominado Binario. Esto es, el vapor cede parte de su energía térmica a un fluido de trabajo. Esta energía absorbida se aprovecha en un ciclo Rankine simple para generar energía eléctrica.

La posibilidad del ciclo Binario se sugiere, cuando se cuenta con depósitos geotérmicos de vapor predominante a baja presión y con altas concentraciones de gases no condensables.

Para cuando se cuente con depósitos geotérmicos de líquido predominante existen varias opciones. En depósitos de alta temperatura, el pozo produce una mezcla de salmuera caliente y vapor. Si este vapor tiene una baja concentración de gases no condensables, se puede utilizar en una turbina convencional de vapor. Por otro lado, este vapor solo ó en combinación con la salmuera caliente podría utilizarse en un ciclo Binario como el anteriormente descrito. Otra posibilidad sería la utilización de un ciclo híbrido en donde el vapor flasheado (evaporado instantáneamente) se hace pasar a través de una turbina convencional y el condensado proveniente de dicha turbina se utiliza todavía en un ciclo Binario.

En algunos casos, la profundidad y temperatura del depósito son tales que solamente se puede obtener el fluido geotérmico mediante bombeo. La salmuera obtenida bajo estas circunstancias se puede utilizar para la generación de energía en un ciclo Binario. Sin embargo, aunque se requiere bombeo, puede preferirse flashear el líquido y trabajar con vapor y salmuera caliente.

Para las condiciones antes descritas se ha propuesto también un ciclo poco conocido ó ciclo Binario Dual, el cual es una variación en donde se utilizan dos -- fluidos con diferentes puntos de ebullición en dos - ciclos separados. La selección de los fluidos dependerá del rango de temperatura de la fuente de calor.

También cuando se cuenta con depósitos geotérmicos - de líquido predominante, se ha pensado en aprovechar la energía cinética que posea dicho líquido después de hacerlo pasar a través de las toberas de una turbina de impulso. Esta forma de utilizar el fluido - geotérmico se conoce como Ciclo de Flujo Total.

Por último, se ha sugerido la introducción de algún fluido que absorba la energía proveniente de depósitos de roca seca ó magmática, ó sea aprovechar el - calor de estas rocas, carentes de permeabilidad, -- que de otra forma se estaría desperdiciando. Como- estas rocas son muy malos conductores térmicos, se podrían hacer pedazos o fracturarlos con el fin de crear un determinado grado de permeabilidad, facilitando así la circulación del fluido entre estas rocas y por lo tanto, absorbiendo mayores cantidades de energía que se podrían aprovechar en la forma anteriormente descrita como ciclo de flujo total. Esta forma de utilización de la energía geotérmica -- nos proporcionaría campos geotérmicos artificiales en lugares donde actualmente sólo existen áreas calientes.

De acuerdo con estas formas de aprovechamiento de la energía geotérmica y con el tipo de depósito geotérmico con que se cuente, se pueden clasificar las plantas geotermoeléctricas como se muestra en la Tabla 1.

CLASIFICACION DE PLANTAS GEOTERMoeLECTRICAS

Tipo de depósito geotérmico	Fuente de energía	Generador de energía
Vapor predominante (vapor seco)	Vapor seco Vapor seco	Turbinas de vapor Ciclo Binario
Líquido predominante	Vapor flasheado (evaporado instan táneamente)	Turbinas de vapor
	Vapor flasheado	Ciclo Binario
	Vapor flasheado y Salmuera caliente	Ciclo Binario
	Vapor flasheado y Salmuera caliente	Ciclo Híbrido
	Salmuera caliente	Ciclo Binario
	Salmuera caliente y/o vapor flasheado	Ciclo Binario Dual
	Salmuera caliente	Ciclo de Flujo Total
Roca Seca ó Magnéticos	Salmuera caliente	Ciclo de Flujo Total
Geopresurizados	Salmuera caliente	Ciclo de Flujo Total

Tabla 1.

Esta clasificación nos da una idea de las múltiples combinaciones que se pueden hacer con diferentes tipos de depósitos geotérmicos, fuentes y generadores de energía.

4. Problemas relacionados con la utilización de fluidos geotérmicos y posibles soluciones.

Específicamente el problema más importante, relacionado con el uso y manejo de las salmueras que se utilizan en las diferentes opciones que se proponen en la Tabla 1, es el de la concentración de sólidos disueltos (arriba del 30%), que al pasar por los componentes del sistema de generación, en donde se baja la presión por necesidades del proceso, produce una fuerte erosión en las partes móviles de dichos componentes, así como la corrosión y formación de incrustaciones que puede llegar a inutilizar piezas importantes del equipo de generación.

En el caso del Ciclo Binario, tenemos que, desde las tuberías que conducen el fluido geotérmico hasta los intercambiadores de calor que ahí se utilizan, se ven afectados seriamente en su funcionamiento. El aumento en espesor de las incrustaciones afecta el paso del fluido geotérmico a través de las tuberías y el área de transferencia de calor de los intercambiadores. Estas incrustaciones se deben a la caída de presión ocasionada por la fricción con la tubería que conduce el fluido geotérmico desde el pozo hasta la planta y con los tubos de los intercambiadores de calor. Cuando se trabaja con salmueras de altas temperaturas y salinidades se recomienda que no pasen a través de dichos intercambiadores de ca--

lor, ya que las incrustaciones duras de silicio son muy difíciles de remover. Las salmueras de bajas - temperaturas y salinidades si podrían pasar a través de intercambiadores de calor, debido a que el - régimen de depósito de incrustaciones es muy bajo, - pudiéndose remover mediante tratamiento químico y/o medios mecánicos.

En el Ciclo Simple con n etapas de flasheo se presentan problemas de incrustaciones en los flasheadores, turbinas, condensadores, etc. Esto se debe a que el fluido geotérmico entra en contacto directo con toda esta clase de equipo y por lo tanto, las caídas de presión asociadas a la fricción, flasheo y otros procesos que se llevan a cabo en el equipo de generación, dan lugar a erosión, corrosión e incrustaciones. La erosión y corrosión producidas por salmueras de altas temperaturas y salinidades se puede controlar mediante el uso de materiales resistentes.

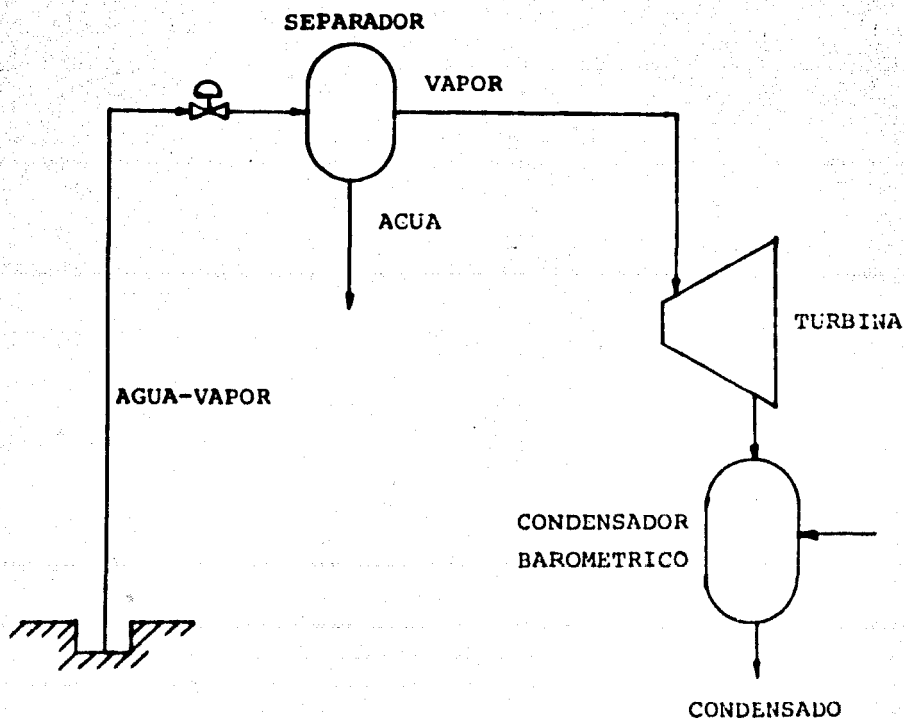
La turbina de impulso del Ciclo de Flujo Total presenta también problemas severos de incrustaciones. Este tipo de turbina podría ser reemplazable para - asegurar la confiabilidad de una planta que opere - con este ciclo.

Características de la fuente geotérmica de Cerro Prieto.

El estudio que se realizará está encaminado al análisis de las diferentes opciones que se pueden utilizar para aprovechar la energía que posee la salmuera de relativa baja temperatura que se desecha - en los separadores primarios de Cerro Prieto, Baja California.

Las opciones que se analizarán son: Ciclo Binario, utilizando diferentes sustancias de trabajo, Ciclo Simple con 2 etapas de flasheo y una unidad de presión mixta, y Ciclo de Flujo Total, trabajando con una turbina de impulso.

Por el momento, diremos que en Cerro Prieto se utiliza el vapor proveniente de los pozos junto con el producido mediante flasheo (evaporación instantánea), y el líquido restante se desecha a una laguna de evaporación. Este líquido posee aún energía que es factible de extraer. Dicho ciclo previamente explicado se muestra en la siguiente figura.



Ahora bien, el añadir cualquiera de los ciclos mencionados anteriormente al ya existente, nos dará como resultado un ciclo combinado; sin embargo, hemos decidido apartarnos del ciclo actual y estudiar a los demás aisladamente, ya que la energía generada por cada uno de los sistemas estudiados se verá afectada de la misma manera por la energía que se genera actualmente. Por lo tanto, este estudio será completamente independiente del sistema actual.

A continuación tenemos las características del fluido geotérmico, después de la separación primaria de vapor, que actualmente se lleva a cabo en la planta -- geotermoeléctrica de Cerro Prieto:

Temperatura: $169.5^{\circ}\text{C} = 337.1^{\circ}\text{F}$

Presión: $7.89 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 = 112.22 \text{ lb}_f/\text{in}^2$

Gasto: $3 \times 10^6 \text{ kg/hr} = 6.6 \times 10^6 \text{ lb/hr}$

Y, para el agua que se utilice como medio para condensar el vapor:

Temperatura: $32^{\circ}\text{C} = 89.6^{\circ}\text{F}$

CICLO SIMPLE

I. INTRODUCCION

I.1 ANTECEDENTES

La generación de energía eléctrica a partir de vapor geotérmico empezó en 1904 en Lardarello, Italia. En 1913 se puso en operación la primera planta de 250 kw.

En Lardarello se han desarrollado tres ciclos diferentes para la conversión de la energía del vapor a energía eléctrica. En el primero de estos ciclos, se extrae por lo regular una mezcla de vapor sobrecalentado y gases. Dicha mezcla sale de los pozos a temperaturas que van -- desde los 302°F hasta los 500°F (dependiendo de la región), se envía a unidades que constan de turbinas de impulso-reacción acopladas a alternadores, (actualmente existen en operación unidades que van desde 3000 a 15000 kw de capacidad), y ya que sale de las turbinas el vapor es descargado a la atmósfera. En Piancastagnaio y Travele, Italia, se encuentran en operación turbogeneradores de 15000 kw que trabajan con turbinas de impulso-reacción con descarga a la atmósfera. Las turbinas operan a presiones entre 73.5 y 161.7 lb/in² y temperaturas entre - 410-419°F. En condiciones óptimas, el consumo específico de cada unidad es de 30.36 lb/kw hr. Las turbinas es tán también diseñadas para trabajar con condensador.

El segundo ciclo se modificó de uno que operaba con intercambiadores de calor como medio para transferir la - energía del vapor que sale de los pozos a un fluido que opere en un Ciclo Rankine, al de uno del tipo descrito anteriormente con turbina de condensación. El tercer -

ciclo casi igual al primero, difiere en que trabaja con turbinas de condensación acopladas a alternadores (unidades que van desde 2000 hasta 26000 kw de capacidad). Se utilizan compresores centrífugos de alta capacidad - para extraer los gases no condensables en la zona del - condensador, descargándolos a la atmósfera ó enviándolos a plantas químicas. Para producir 1 kw hr en este ciclo se requiere de 10 kg de fluido geotérmico. Las plantas Lardarello 3 y Lardarello 2 que se fusionaron en una en marzo de 1969, operan con este ciclo y están equipadas con una unidad turbogeneradora de 15000 kw. Para esta planta se tiene programada la adquisición de una segunda unidad.

En la región de M. Amiata y Lardarello se han llevado a cabo más exploraciones con el fin de perforar más pozos. En Monti Volsini, recientemente, se perforaron 4 pozos productores de los que se obtiene una mezcla de agua, - vapor y gases a una temperatura entre 248-284°F. En la región de Monte Cimini se localizaron 2 pozos que poseen un depósito de líquido predominante, de entre 140 y -- 176°F. También en Monte Sabatini, el pozo Cesano 1, es tá produciendo una mezcla de vapor, y agua, aproximadamente a 482°F.

Por otro lado, se tiene conocimiento de que, Nueva Zelandia fué el primer país de habla inglesa que utilizó vapor geotérmico para generar electricidad. El proyecto de Wairakei es el segundo en importancia en el mundo. Actualmente en Wairakei se extrae una mezcla agua-vapor, se separa el agua, y a partir de ésta se produce vapor-que, junto con el vapor del pozo, se envía a un grupo de turbogeneradores para la producción de electricidad.

El hecho de producir vapor a partir de la fracción de - agua, hace que esta planta se considere como la primera

en su tipo, en el mundo.

Descrito en pocas palabras, el ciclo de esta planta empieza al extraer el vapor de aproximadamente 60 pozos. La mitad de estos pozos producen vapor a 180 lb/in^2 y los otros producen a 80 lb/in^2 .

En la zona de Wairakei se han perforado aproximadamente 100 pozos de los cuales unos han servido para exploración otros no han producido vapor y otros se han desechado debido a que su declinación ha llegado al punto en que se consideran antieconómicos.

El vapor húmedo que sale de los pozos, cuando no se necesita se desvía hacia un silenciador, pero por lo regular pasa a través de un separador ciclónico en donde se recolecta el vapor seco y se envía hacia un cabezal y de ahí hacia la planta.

Por otra parte, el agua separada se flashea para producir vapor de presión intermedia. Siete pozos se han adaptado para este propósito, produciendo aproximadamente $200\ 000 \text{ lb/hr}$ de vapor de presión intermedia extra que se aprovechan para generar más energía eléctrica. El agua restante se desecha debido a que no se considera económico el producir vapor de baja presión.

El vapor que proviene de los separadores y de los flashadores llega a la planta que se encuentra a lo largo del Río Waikato y, por lo tanto, se cuenta con las grandes cantidades de agua fría que se necesitan para condensar el vapor que sale de las turbinas de baja presión. Las turbinas utilizan condensadores barométricos, los cuales inyectan chorros de agua fría para condensar el vapor de descarga, y el condensado y el agua fluyen hacia abajo a través de un tubo vertical largo (la pierna

barométrica) que va a dar a una alcantarilla que descarga la mezcla de condensado y agua al río. El extremo inferior de la pierna barométrica siempre se encuentra sumergida de tal forma que no existen infiltraciones de aire que puedan romper el vacío del condensador. Los gases no condensables que vienen junto con el vapor de descarga de las turbinas se remueven mediante bombas de vacío impulsadas por motores eléctricos, ó mediante eyectores operados con vapor.

El proyecto de Wairakei se desarrolló en dos etapas. La primera etapa incluye la planta A, la cual produce 69 000 kilowatts a partir de dos conjuntos de turbogeneradores de alta presión de 6500 kw, dos conjuntos de turbogeneradores de presión intermedia de 11 200 kw; y tres conjuntos de turbogeneradores de baja presión de 11 200 kw. La segunda etapa, terminada en 1963, comprende dos conjuntos de turbogeneradores de alta presión de 11 200 kw y uno adicional de baja presión de 11 200 kw instalado en la planta A, y tres conjuntos de turbogeneradores de presión mixta de 30 000 kw en la planta B. Originalmente se consideró una unidad de alta presión de 11 200 kw y una de 30 000 kw como reservas, pero debido al incremento de vapor de presión intermedia, se encuentran actualmente en operación estas unidades en la planta B.

Otra planta que opera con un ciclo simple con dos etapas de flasheo es la que se instaló en junio de 1977 en Japón. Esta planta está situada cerca de Mt. Aso en la isla de Kyushu. Ahí se tiene trabajando una turbina de presión mixta con un condensador de concreto y un sistema de extracción de gases combinado.

Esta planta de Hatchobaru es como las de Otake y Onuma en Japón, Ahuachapan en El Salvador y como las de Krafle en Islandia.

El ciclo de esta planta empieza cuando se extrae la mezcla de agua-vapor de los pozos y se conduce hacia los separadores primarios. El vapor separado se conduce hacia la planta y el agua remanente se flashea y posteriormente se envía a dicha planta. Los separadores son del tipo ciclónico verticales con salida inferior, con una capacidad de 344 ton/hr de vapor separado y 756.7 ton/hr de agua separada. Estos separadores operan a una presión de 109 lb/in². Los flasheadores son del tipo de tambor horizontal con una capacidad de 85.7 ton/hr de vapor separado y 671 ton/hr de agua separada, una eficiencia del 99.9% y una presión de operación de 16.31 lb/in². La turbina de vapor es una turbina de doble flujo de cinco etapas y es casi igual en tamaño a la turbina de baja presión de 150 Mw de una termoeléctrica ordinaria. La turbina se considera del tipo de presión mixta de condensación; genera 50,000 kw a una velocidad de 3600 rpm y trabaja a 102.9/16.31 lb/in² y 357.56°F/-215.6°F. El condensador es del tipo barométrico y trabaja a 1.47 lb/in².

En Islandia, está operando desde 1964 una planta de 15 Mw. Se cuenta con más de treinta pozos que suministran vapor húmedo, que se ha estimado, que pueden cubrir una demanda de 7.936×10^{13} BTU por año. Este vapor se ajustó para que proporcione la mayor parte de la demanda de energía eléctrica de Islandia, dejando las demandas pico para las plantas hidroeléctricas. Los pozos operan a una presión de 71 lb/in², con una caída de presión en las líneas de conducción del vapor de 22 lb/in². Se uti

lizan dos conjuntos de turbogeneradores de 8.5 Mw cada uno. La presión de entrada está entre 44 y 54 lb/in² y la de salida de las turbinas es de 1.029 lb/in². Las turbinas son del tipo de doble flujo con condensadores barométricos.

En los Geysers, California, opera una planta con vapor húmedo desde 1960. Las turbinas producen aproximadamente 12,500 Kw y descargan el vapor a condensadores barométricos. Estas unidades trabajan con vapor a 100 lb/in² y 550°F a la entrada y 4" de Hg, de presión a la salida. Las turbinas operan con el vapor sobrecalentado extraído de los pozos.

En Cerro Prieto, México, existe una planta que opera con vapor húmedo extraído de un total de 22 pozos de producción. Esta zona geotérmica está localizada aproximadamente a 30 km al sur de la ciudad de Mexicali. Actualmente esta planta cuenta con 2 unidades de 37.5 Mw c/u y están en construcción 2 unidades más de 37.5 Mw y una unidad mixta que opere con vapor flasheado. El ciclo de esta planta empieza al extraer una mezcla de agua y vapor de los pozos; esta mezcla se introduce a unos separadores centrífugos con el fin de obtener la fracción de vapor, desechando la de agua. El vapor se conduce por medio de cuatro ramales, a los que se conectan en promedio cinco pozos cada uno, a los colectores de vapor de los cuales salen las tuberías de alimentación para las turbinas. Entre los colectores y las turbinas, se tienen separadores secundarios con objeto de eliminar totalmente la humedad del vapor de alimentación. Estos separadores son del tipo centrífugo con mamparas deflectoras. En los colectores de vapor se tienen instaladas válvulas de alivio con objeto de permitir el escape de vapor en el caso de que las turbinas no estén -

trabajando a plena carga. Las turbinas operan a 75 lb/in² y 320°F a la entrada y con un flujo de alimentación de 627990 lb/hr. El vapor sale de las turbinas y se envía a un condensador barométrico que opera a una presión de 2" de Hg, en donde se utilizan 10710 ton/hr de agua a 89°F para dicho proceso de condensación. El agua caliente que sale del condensador se envía a la torre de enfriamiento, la cual tiene una capacidad de 98810 ft³/hr, con un rango de 25°F (de 114°F a 89°F) posteriormente, al regresar el agua al condensador, se cierra el ciclo del sistema de circulación.

A cada turbina se encuentra acoplado un generador de 44,200 KVA, a partir del cual se obtiene energía eléctrica a un voltaje de 13,500 V y con una frecuencia de 60 HZ.

Para 1982 se espera que la generación de energía eléctrica de esta planta alcance la cifra de 400,000 kw. Para la segunda etapa de la planta Geotermoeléctrica de Cerro Prieto se están perforando catorce pozos de producción y cuatro de exploración.

También se han estado realizando pruebas de exploración en la zona de Michoacán para localizar vapor y poderlo aprovechar en la misma forma que en Cerro Prieto. Esta zona se encuentra cerca del Eje Neovolcánico, en una región llamada los Azufres.

I.2 DESCRIPCION GENERAL

Básicamente, el ciclo simple es aquel en el que se utiliza, en un ciclo Rankine, el vapor seco, extraído de los depósitos geotérmicos de vapor predominante, ó el vapor separado de salmuera, ó producido mediante evaporación instantánea del líquido, en el caso de depósitos

de líquido predominante. Este vapor se hace pasar a través de separadores, en los que se eliminan humedad y materias extrañas que pueda traer consigo, después se envía a una turbina convencional donde cede parte de su energía y por último se pasa a un condensador, de donde se reenvía, ya como condensado, a un lugar determinado para su desecho. Este ciclo se muestra en la Fig. I.1

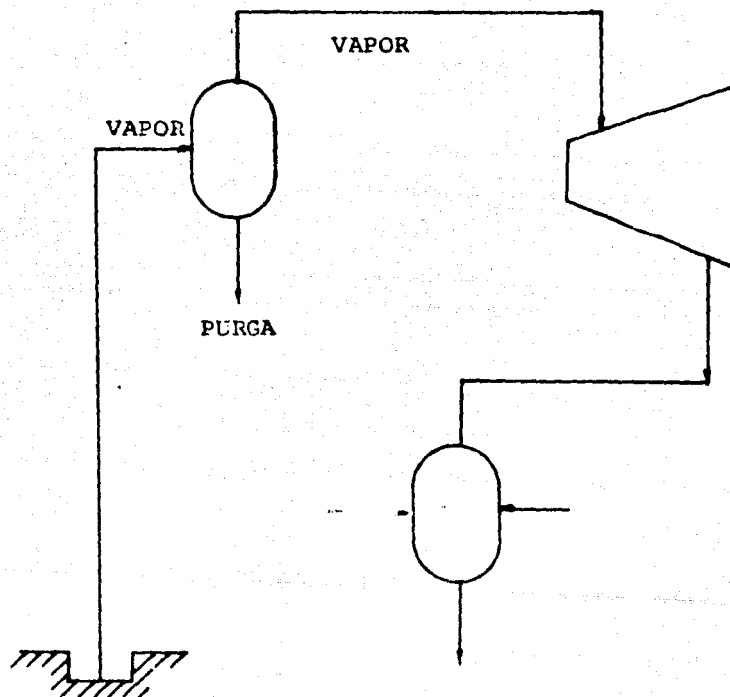


Fig.I.1

Existen diferentes variantes en el ciclo simple, con respecto al tipo de fluido geotérmico con que se cuenta, entre ellas podemos tener el caso de cuando se extrae sola

mente agua caliente de los pozos geotérmicos. Parte de esta agua se puede evaporar instantáneamente (flashear) mediante un proceso de estrangulamiento en el que el fluido pierde presión y de líquido saturado pasa a una mezcla agua-vapor. La fracción de vapor producida se separa y se envía a una turbina convencional y por último pasa al condensador. Este ciclo de muestra en la Fig.-- I.2:

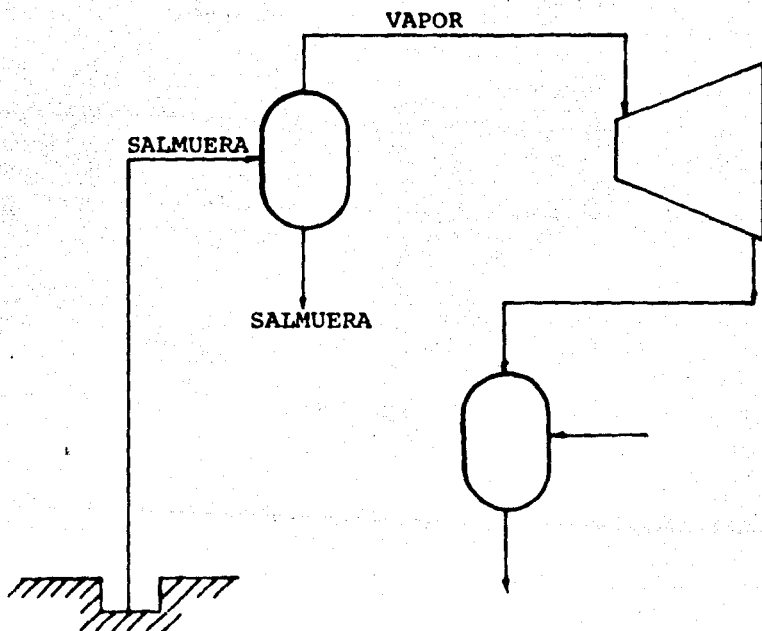


Fig. I.2

Por otro lado, cuando se extrae una mezcla agua-vapor, se puede separar la fracción de vapor, enviarla a una turbina convencional y por último hacerla pasar por un condensador. El líquido separado en este caso se desecha como cuando se tiene el ciclo simple con una etapa de flasheo.

1.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL CICLO SIMPLE:

Ventajas:

1. Se produce energía eléctrica a bajo costo en comparación con una planta Termoeléctrica. Esto se refiere al hecho de que una planta Geotermoeléctrica que opere con un Ciclo Simple se obtiene el vapor casi sin costo alguno, -- una vez perforados los pozos.
2. Se pueden obtener, a partir de la fracción de líquido - que se desecha, substancias como el potasio y el litio- que tienen gran demanda en nuestro país.
3. No hay necesidad de recuperar el condensado en una planta que opere con este Ciclo Simple ya que el vapor lo produce la naturaleza.
4. Por último, se puede obtener más fácilmente el agua de enfriamiento necesaria para la condensación, a partir - del vapor que sale de la turbina utilizada en este ciclo, ya que puede decirse que está relativamente limpio en comparación con la salmuera que pudiera utilizarse - como agua de enfriamiento.

Desventajas:

1. Existen muchos problemas de corrosión e incrustaciones- debido a que el fluido geotérmico está en contacto di-- recto con tuberías y equipo.
2. Se tiene que dar mantenimiento periódico a los diferentes componentes de los equipos de la planta. Esto se - debe a los problemas de incrustaciones mencionados ante-- riormente.

3. En este ciclo se desperdicia la energía que lleva consigo la salmuera separada y por lo tanto no se obtiene un aprovechamiento máximo del fluido geotérmico.

Nomenclatura del Ciclo Simple.

- C_p - calor específico del fluido, (BTU/lb°F)
 e - energía total específica del fluido, (BTU/lb)
 g - aceleración local de la gravedad, 32.2 ft/s²
 g_c - constante en la ley de Newton, 32.2 lb ft/lb_f s²
 h - entalpía específica, (BTU/lb)
 m - gasto en masa, (lb/hr)
 P - presión, (lb_f/in²abs)
 P_B - presión del flasheador de baja, (lb_f/in²abs)
 P_C - presión del condensador, (lb_f/in²abs)
 P_M - presión del flasheador de media, (lb_f/in²abs)
 P_T - potencia isoentrópica entregada por la turbina, (BTU/hr)
 P_{TR} - potencia real entregada por la turbina, (BTU/hr)
 Q - calor añadido al ó cedido por el sistema, (BTU/lb)
 Q_D - calor disponible en la salmuera, (BTU/lb)
 Q_H - energía añadida al sistema, (BTU/hr)
 Q_R - calor rechazado hacia el condensador, (BTU/hr)
 s - entropía específica, (BTU/lb°F)
 S - entropía, (BTU/°F)
 T - temperatura, (°F)
 T_{AF} - temperatura del agua fría. (°F)
 U - energía interna específica, (BTU/lb)
 v - volumen específico, (ft³/lb)
 V - velocidad del fluido, (ft/s)
 W - trabajo añadido al ó cedido por el sistema, (BTU/lb)
 W_C - gasto de agua de circulación, (lb/hr)
 x - calidad de la mezcla agua-vapor
 Z - altura de la sección correspondiente, (ft)

Alfabeto griego.

- η_C - eficiencia termodinámica del ciclo simple
 η_G - eficiencia mecánica del generador eléctrico

- η_m - eficiencia mecánica de la turbina
- η_T - eficiencia isoentrópica de expansión
- γ_R - eficiencia de utilización del recurso
- ϕ - eficiencia total del sistema

Subíndices.

- e- condición de salida
- i- condición de entrada
- s- condición isoentrópica

II. CICLO TERMODINAMICO

II.1. Ciclo Ideal.

El ciclo termodinámico del Ciclo Simple*, que previamente se esbozó en forma general, consta de los siguientes procesos: (ver Fig.II.1)

1—2,3: Proceso de separación de humedad e impurezas que pueda traer consigo el vapor. O, también, proceso de evaporación instantánea.

2—4s: Proceso de expansión adiabático y reversible, del vapor.

4s—5: Proceso de rechazo de calor a presión constante.

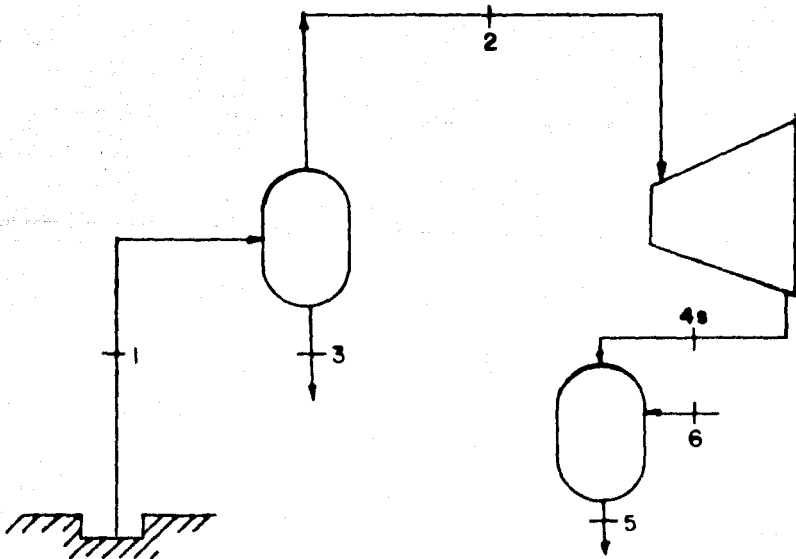
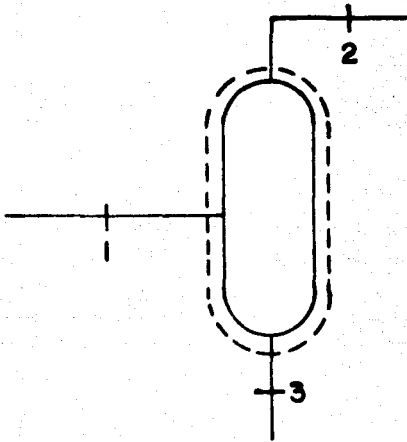


Fig.II.1

* este es un ciclo abierto, pero se denominará ciclo para facilitar su comprensión.

Para el proceso 1—2,3 sabemos que se realiza una separación de agua del vapor o una evaporación; éstas se pueden analizar mediante un balance de energía y de masa para conocer las fracciones de agua y de vapor que se obtienen del separador o evaporador.

Tomando un volúmen de control alrededor del separador, tenemos:



Suponemos que los efectos de fricción entre los flujos y las paredes del separador son despreciables; además se considera que no existe transferencia de calor a través de los límites del volúmen de control y de los puntos por donde entran o salen los flujos de masa (volúmen de control adiabático). Suponemos también que tenemos un flujo y estado estables dentro del separador, esto es, las velocidades y propiedades termodinámicas en cada punto del fluido no cambian con el tiempo.

Aplicando el principio de conservación de masa al separador, tenemos:

$$m_1 = m_2 + m_3$$

I

Al aplicar dicho principio suponemos que el flujo es unidimensional en 1, 2 y 3, esto quiere decir que las velocidades y propiedades termodinámicas se suponen constantes en las secciones de entrada y de salida de fluido.

Ahora, la energía por unidad de masa es:

$$e = u + \frac{v^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} z \quad \text{II}$$

Al evaluar u como función de la temperatura y la presión suponemos que el movimiento no modifica las ecuaciones termodinámicas de estado. Si aplicamos la ecuación II a nuestro volumen de control tendremos entonces, de la 1a. Ley de la Termodinámica:

$$\sum m_i (e_i + P_i v_i) + Q = \sum m_e (e_e + P_e v_e) + W$$

sustituyendo el valor de e de la ecuación II:

$$\sum m_i \left(u_i + \frac{v_i^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} z_i + P_i v_i \right) + Q = \sum m_e \left(u_e + \frac{v_e^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} z_e + P_e v_e \right) + W$$

Pero $u + Pv = h$, luego:

$$\sum m_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} z_i \right) + Q = \sum m_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} z_e \right) + W \quad \text{III}$$

Esta es la 1a. Ley de la Termodinámica para un volumen de control en estado estable y flujo estable.

Volviendo al separador, tenemos que, idealmente, el proceso es adiabático y, además, no se realiza trabajo alguno; considerando que no hay cambio de energía cinética y, ya que las secciones de entrada y de salida no difieren mucho en altura, tampoco hay cambio en la energía potencial, por lo tanto tendremos:

$$Q = 0$$

$$W = 0$$

$$\frac{v_1^2}{2g_c} = \frac{v_e^2}{2g_c}$$

$$\frac{g}{g_c} z_1 = \frac{g}{g_c} z_e$$

En la ecuación III:

$$i = 1$$

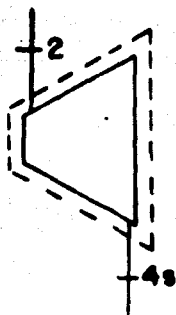
$$e = 2, 3$$

En la ecuación III, tenemos:

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 + m_3 h_3 \quad \text{III(a)}$$

A partir de las ecuaciones I y III(a) podemos conocer las fracciones de masa de vapor y de agua.

Suponiendo un volúmen de control alrededor de la turbina:



En este caso tenemos una salida de trabajo pero no hay cambio de energía cinética o potencial. Por lo tanto:

$$\frac{v_1^2}{2g_c} = \frac{v_e^2}{2g_c}$$

$$\frac{q}{g_c} z_i = \frac{q}{g_c} z_e$$

$$Q = 0$$

En la ecuación, tenemos:

$$i = 2$$

$$e = 4s$$

$$W = P_T$$

La ecuación III queda:

$$m_2 h_2 = m_2 h_{4s} + P_T \quad \text{IV}$$

Luego:

$$P_T = m_2 (h_2 - h_{4s}) \quad \text{IV(a)}$$

Además, debido a que el proceso en la turbina se considera adiabático y reversible, tenemos:

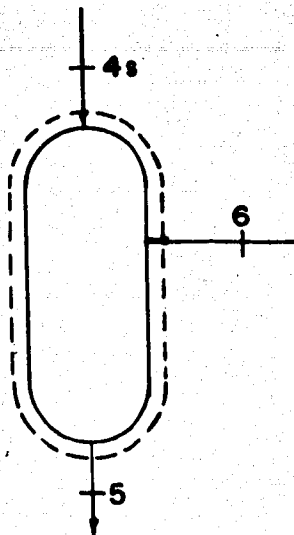
$$s_2 = s_{4s}$$

Esta consideración nos ayudará a analizar el proceso que experimenta el fluido al pasar por la turbina.

En el condensador tenemos que, como en el caso del separador, no se añade ni se cede calor y tampoco hay salida o entrada de trabajo, por lo tanto:

$$Q = 0$$

$$W = 0$$



En la ecuación III tendremos:

$$i = 4s, 6$$

$$e = 5$$

$$m_6 = W_C$$

La ecuación III queda:

$$m_2 h_{4s} + W_C h_6 = m_5 h_5 \quad V$$

Del diagrama anterior:

$$m_5 = m_2 + W_C$$

Por lo tanto V queda:

$$m_2 h_{4s} + W_C h_6 = m_2 h_5 + W_C h_5$$

reacomodando:

$$m_2 (h_{4s} - h_5) = W_C (h_5 - h_6) \quad V(a)$$

Finalmente, como el calor que cede el vapor es el mismo que el absorbido por el agua de circulación (puesto que el condensador se consideró adiabático), tenemos que:

$$Q_R = W_C (h_5 - h_6) \quad V(b)$$

El ciclo termodinámico descrito anteriormente quedaría en un diagrama h-s como se muestra en la Fig.II.2.

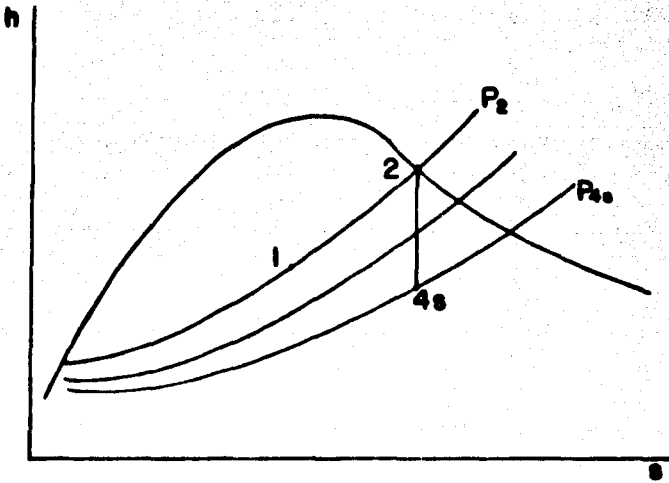


Fig.II.2

Eficiencia Termodinámica del Ciclo Simple.

La eficiencia termodinámica se define como la energía aprovechada en el ciclo dividida por la energía añadida al ciclo, ó sea:

$$\eta_C = \frac{P_T}{Q_H}$$

De la Fig.II.1 tenemos que el calor absorbido por el ciclo es:

$$Q_H = m_2 h_2$$

Sustituyendo el valor de P_T , de la ecuación IV(a), queda:

$$\eta_c = \frac{m_2 (h_2 - h_{4s})}{m_2 h_2}$$

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_{4s}}{h_2}$$

VI

La ecuación VI define la eficiencia termodinámica ideal del Ciclo Simple. Para obtener la eficiencia termodinámica real se tiene que tomar en cuenta las irreversibilidades de los dispositivos de conversión de energía.

Eficiencia de Utilización del Recurso.

La eficiencia de utilización del recurso se define como la energía añadida al ciclo dividida por la energía disponible que posee la salmuera, o sea:

$$\gamma_R = \frac{Q_H}{Q_D}$$

VII

Donde Q_D es el calor que cedería la salmuera si se enfriara hasta la temperatura del agua de circulación, de acuerdo con la Fig. II.1:

$$Q_D = m_1 C_p (T_1 - T_{AF})$$

Eficiencia Total.

La eficiencia total del ciclo se define como el producto de la eficiencia termodinámica por la eficiencia de utilización del recurso, o sea:

$$\phi = \eta_c \times \gamma_R$$

VIII

II.2. MODIFICACIONES DEL CICLO SIMPLE.

Dentro del Ciclo Simple existen modificaciones que nos permiten aprovechar mejor la energía del fluido geotérmico. Dichas modificaciones se resumen a continuación.

A través del Ciclo Simple con n etapas de flasheo se pretende maximizar el aprovechamiento de la energía del agua caliente extraída de los pozos geotérmicos, ó sea -- que se trata de no desechar la energía de la fracción de agua separada en la primer etapa de flasheo.

En el Ciclo Simple con 2 etapas de flasheo que se muestra en la Fig.II.3, la fracción de agua separada en la primer etapa de flasheo se somete a una segunda etapa de flasheo; la fracción de vapor producida se separa y se envía a una turbina de baja presión en donde se aprovecha un poco más la energía del fluido geotérmico.

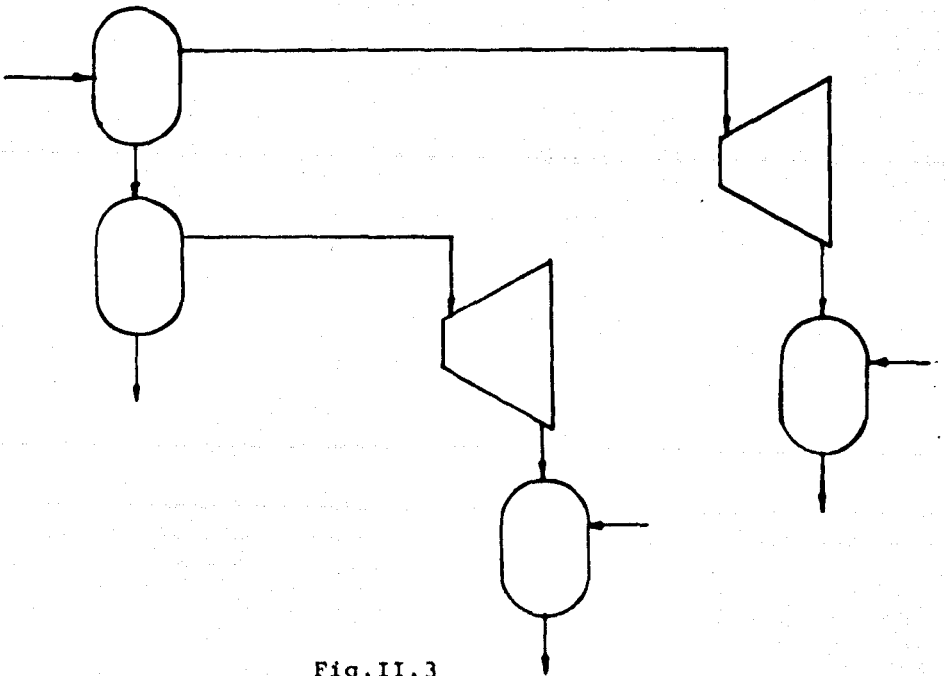


Fig.II.3

De lo anterior se podría decir que convendría utilizar un ciclo simple con n etapas de flasheo; por otro lado, si tomamos en cuenta que a presiones abajo de $30 \text{ lb}_f/\text{in}^2$ tendríamos muchos problemas con las incrustaciones, no pasaríamos de más de 3 etapas de flasheo como máximo.

En la Fig.II.4 se presenta un diagrama T-s (Temperatura-Entropía) en el que se muestra el proceso de flasheo teniendo inicialmente líquido saturado.

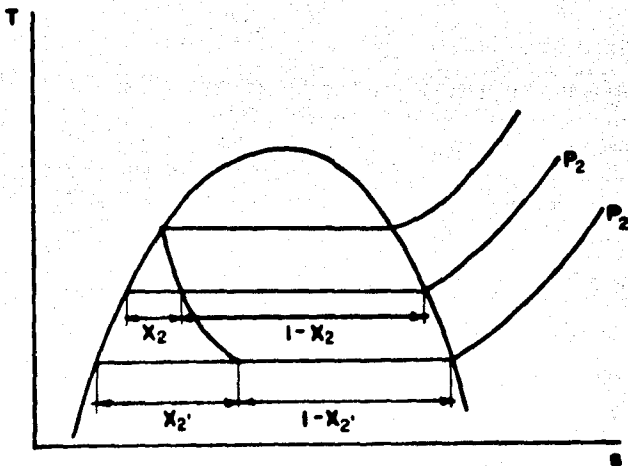


Fig.II.4

Aquí se observa que conforme se reduce la presión de flasheo aumenta la fracción de vapor (x) y, por lo tanto, aparentemente se obtendría más potencia de la turbina.

Ahora que si observamos en la Fig.II.5 el comportamiento del vapor a diferentes presiones, vemos que la mayor expansión es la representada por la caída de entalpía h_1 .

En consecuencia, se puede deducir que al bajar mucho la presión de flasheo se obtiene una mayor cantidad de vapor pero una menor expansión en la turbina.

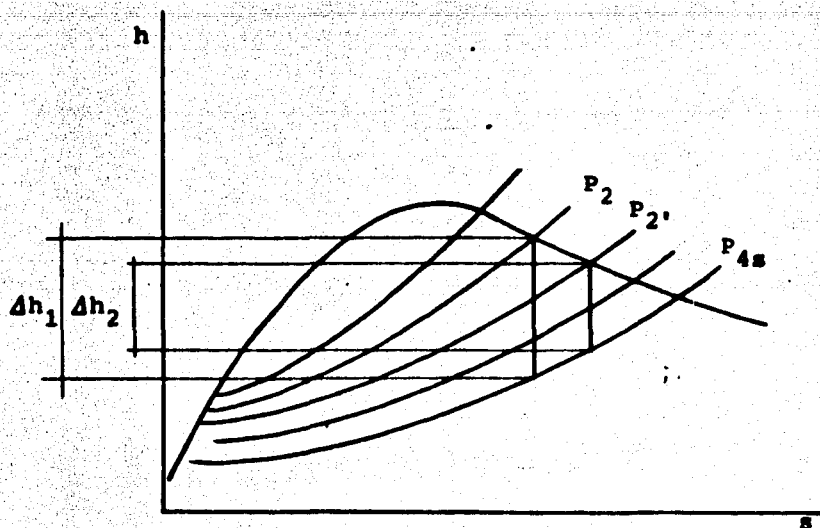


Fig.II.5

Esto da como resultado el que se busque maximizar el producto dado por la masa de vapor que se introduzca a la turbina y la caída de entalpía producto de la expansión, ó sea la potencia generada.

La presión óptima de flasheo se tendrá entonces que determinar a partir de la potencia máxima que se desee generar.

También con el fin de maximizar la potencia generada por la turbina se ha propuesto el ciclo que se muestra en la Fig.II.6.

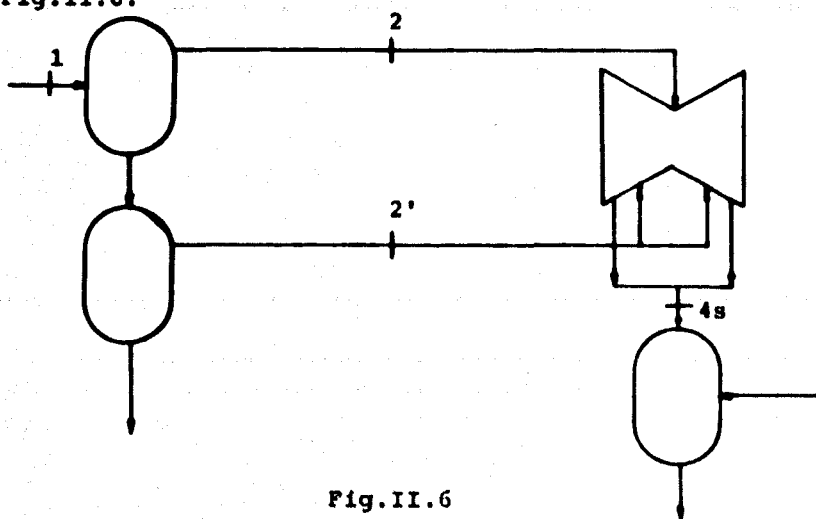


Fig.II.6

En este ciclo el vapor proveniente de la primera etapa de flasheo se mezcla con el de la segunda etapa de flasheo que se había expandido previamente. Este proceso mejora la entalpía y calidad del vapor y por lo tanto se obtiene más potencia de la turbina.

En la Fig.II.7 se muestra un diagrama h-s del comportamiento del vapor dentro de una turbina de presión mixta de 2 etapas.

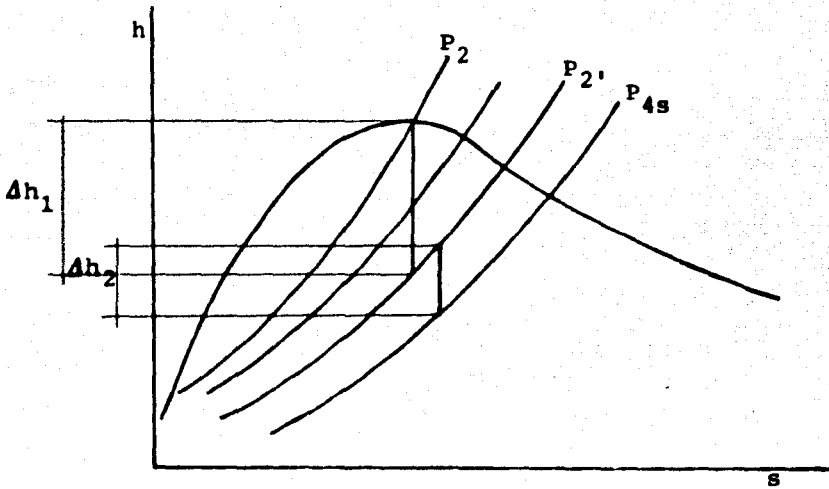


Fig.II.7

Como se verá posteriormente, el utilizar una turbina de presión mixta de 2 etapas en combinación con una turbina simple da como resultado el mejor aprovechamiento del agua extraída de los pozos geotérmicos de Cerro Prieto, Baja California.

Se puede pensar que convendría más trabajar con una turbina de presión mixta de 3 etapas, sin embargo, el hecho de tener una turbina de 3 etapas implica el tener una máquina demasiado grande debido a que tendría que manejar el gasto de vapor de una turbina de alta presión más el

gasto de vapor de una turbina de presión mixta de 2 etapas, y por lo tanto aumentaría el tamaño del condensador.

Ahora bien, en el caso de Cerro Prieto ya se encuentran en operación las turbinas de alta presión y, por lo tanto, no convendría sustituirlas por turbinas de presión mixta de 3 etapas; de ahí que el análisis que se realice para el Ciclo Simple estará encaminado a la utilización de una turbina de presión mixta de 2 etapas que funcione con el vapor producido mediante flasheo.

En las Figs. II.8 y II.9 se muestran el diagrama esquemático y el diagrama h-s de una combinación formada por -- una turbina de alta presión una turbina de presión mixta de 2 etapas.

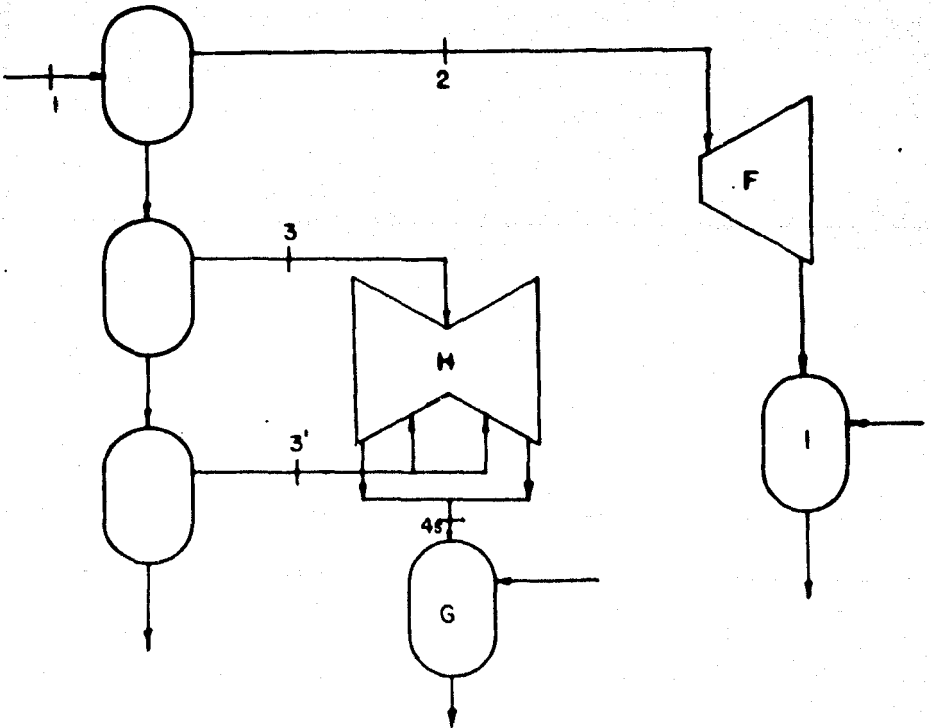


Fig. II.8

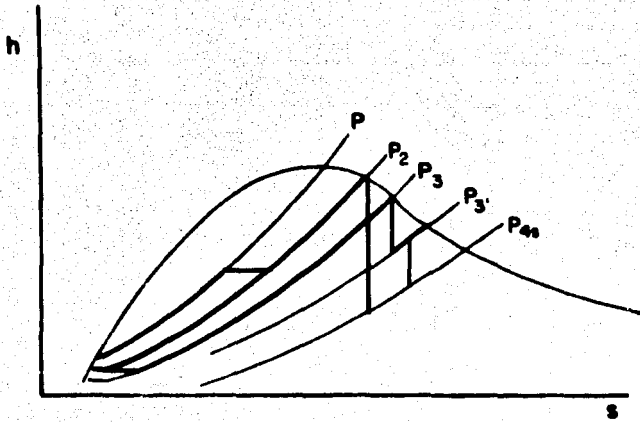


Fig. II.9

En las Figs. II.10 y II.11 se muestran el diagrama esquemático y el diagrama $h-s$ de las expansiones en la turbina de presión mixta de 3 etapas. Se puede notar fácilmente de las Figs. II.8 y II.10 que la turbina F' (turbina de presión mixta de 3 etapas), para que sustituya a la combinación de turbinas de alta presión y de turbinas de presión mixta de 2 etapas, debe manejar los flujos de F y de H como un solo flujo. Esto mismo sucede con el condensador G' , que debe manejar los flujos de G y de I como un solo flujo.

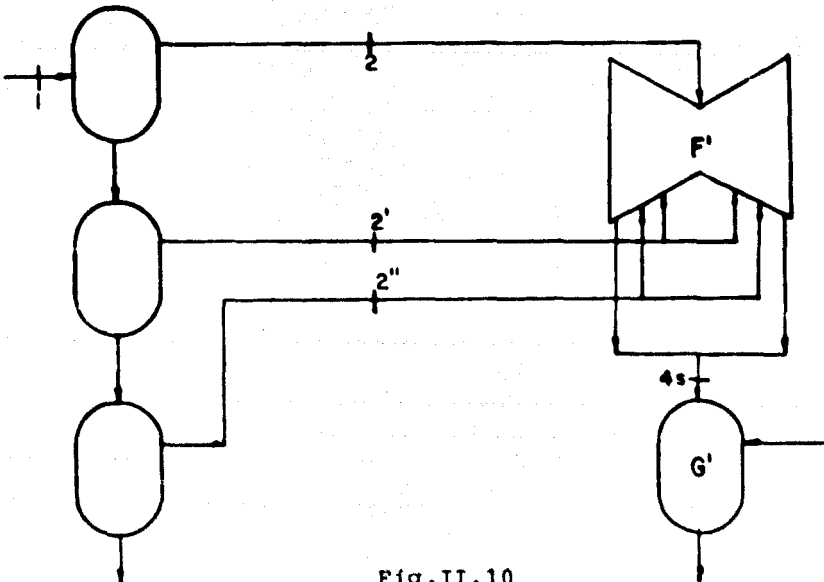


Fig. II.10

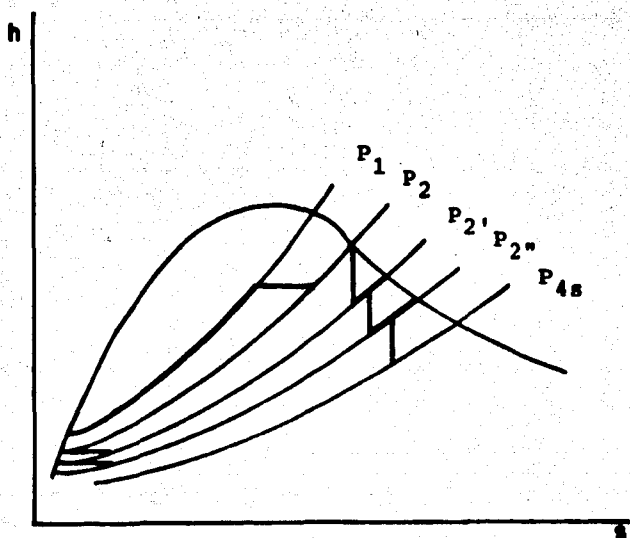


Fig.II.11

II.3. DIFERENCIAS ENTRE EL CICLO IDEAL Y EL CICLO REAL.

En seguida se enuncian las diferencias existentes entre el ciclo ideal y el ciclo real.

Pérdidas de presión. Las pérdidas de presión tienen lugar en las tuberías y se deben a la fricción del fluido con las paredes de los tubos. Debido a esto la energía aprovechable en la turbina será mucho menor que la disponible en el recurso geotérmico, primero por las pérdidas de presión que se presentan en la tubería que lleva la salmuera del pozo al separador y, después, por las pérdidas que se presentan en las tuberías que llevan el vapor del separador (ó de los evaporadores) a la turbina.

Pérdidas de calor. Las pérdidas de calor se presentan a lo largo de las tuberías y en los separadores y evaporadores; aunque son menos importantes, también influyen en la cantidad de energía que se aprovecha, pues la temperatura con la que el vapor entra a la turbina es menor que

la temperatura con la que sale del evaporador ó separador.

Pérdidas en la turbina. Las pérdidas en la turbina están relacionadas con el flujo de vapor dentro de ella, con la conversión de la energía del vapor a energía mecánica y con la conversión de energía mecánica a energía eléctrica en el generador. Como el proceso de expansión real no se conoce exactamente, se aproxima a un proceso isoentrópico; lo que se hace es, empíricamente, definir una eficiencia isoentrópica de expansión y que está dada por la siguiente expresión:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real proporcionado a la turbina}}{\text{Trabajo ideal, isoentrópico, calculado}}$$

Para el ciclo simple de la Fig.II.1:

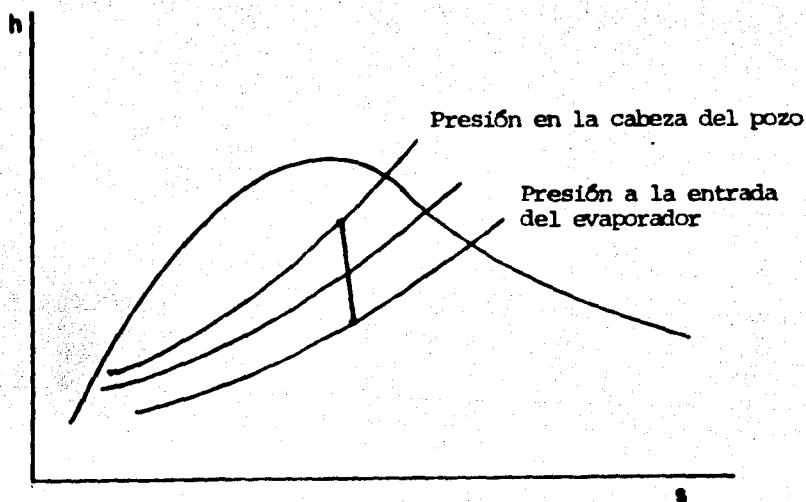
$$\eta_T = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_{4s}}$$

Como se puede notar, al fijar η_T , podemos conocer h_4 que es la entalpía con la que realmente sale el vapor de la turbina. Al tener el valor de la entalpía h_4 y la presión de la salida de la turbina, que es la del condensador, - podemos conocer las demás propiedades que debe tener el vapor a la salida de la turbina.

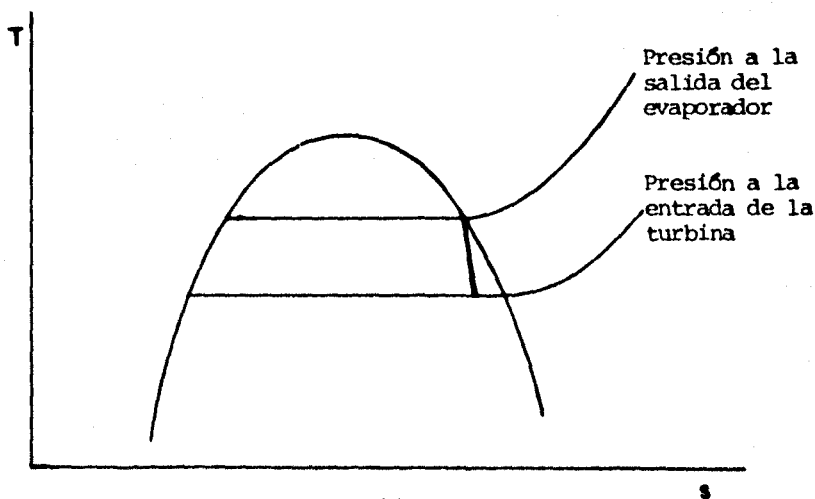
Con el fin de relacionar las pérdidas en la conversión de energías, también se define empíricamente la eficiencia mecánica de la turbina y la del generador.

En base a esto es posible analizar un ciclo real mediante el estudio del ciclo ideal asociado. El mayor ó menor acercamiento a la realidad dependerá de la forma en que intervengan ya sea, las pérdidas de energía en el ciclo ó las necesidades de energía de equipos auxiliares de la planta.

La Fig.II.12 muestra de manera aproximada, las pérdidas de presión y temperatura que se presentan en las tuberías que llevan la salmuera a los evaporadores.



La Fig.II.13 muestra las mismas pérdidas, pero en la tubería que lleva el vapor a la turbina. La Fig.II.14 muestra las pérdidas en la turbina debidas a que el proceso no es isoentrópico.



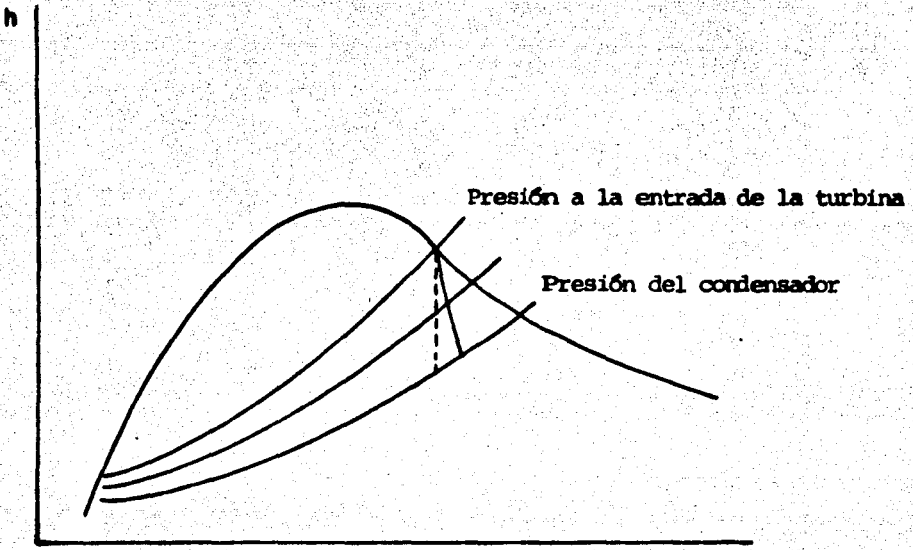


Fig. II.14

8

III. MEMORIA DE CALCULOS

Para la realización de los cálculos se hicieron las siguientes suposiciones:

No existen caídas de presión en tuberías y válvulas.

No existen pérdidas de calor en tuberías.

No hay pérdidas de energía en los evaporadores (flasheadores).

Los datos que tenemos son:

1. Temperatura y gasto de la fuente geotérmica.
2. Temperatura del sumidero de calor (agua de circulación).
3. Acercamiento y rango del condensador.
4. Eficiencias isoentrópicas de las turbinas.
5. Eficiencias mecánicas de turbinas y generadores.

Los puntos 1 y 2 son datos reales de la fuente geotérmica y de las condiciones de donde se encuentra dicha fuente.

El punto 3 se tomó de la planta geotérmica de Cerro Prieto. Ahí se tiene trabajando el condensador con un acercamiento de 10°F y un rango de 20°F .

Las eficiencias isoentrópicas del punto 4 se tomaron de referencias, en donde la eficiencia isoentrópica de expansión para vapor saturado es del 80%.

Las eficiencias mecánicas del punto 5 también provienen de referencias, en donde se considera para la turbina una eficiencia del 98.8% y para el generador del 97.3%.

En la Fig. III.1 se muestra un diagrama h-s y un diagrama esquemático del ciclo que se va a analizar.

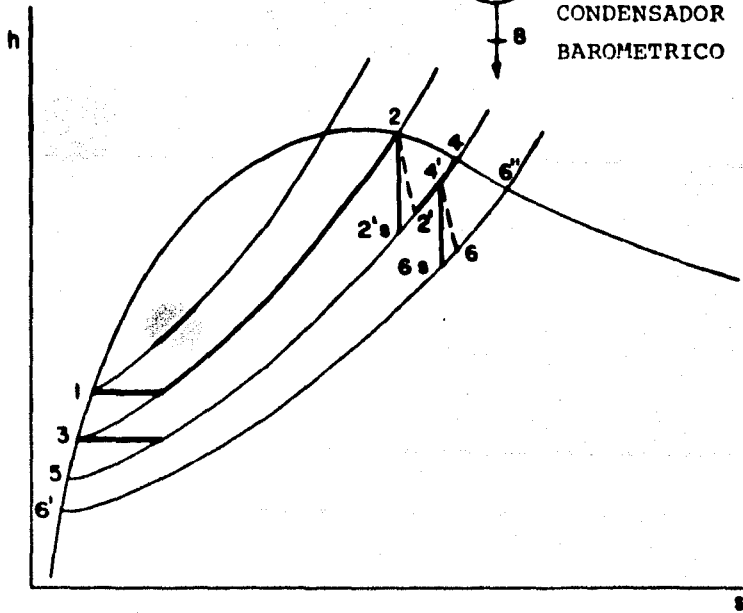
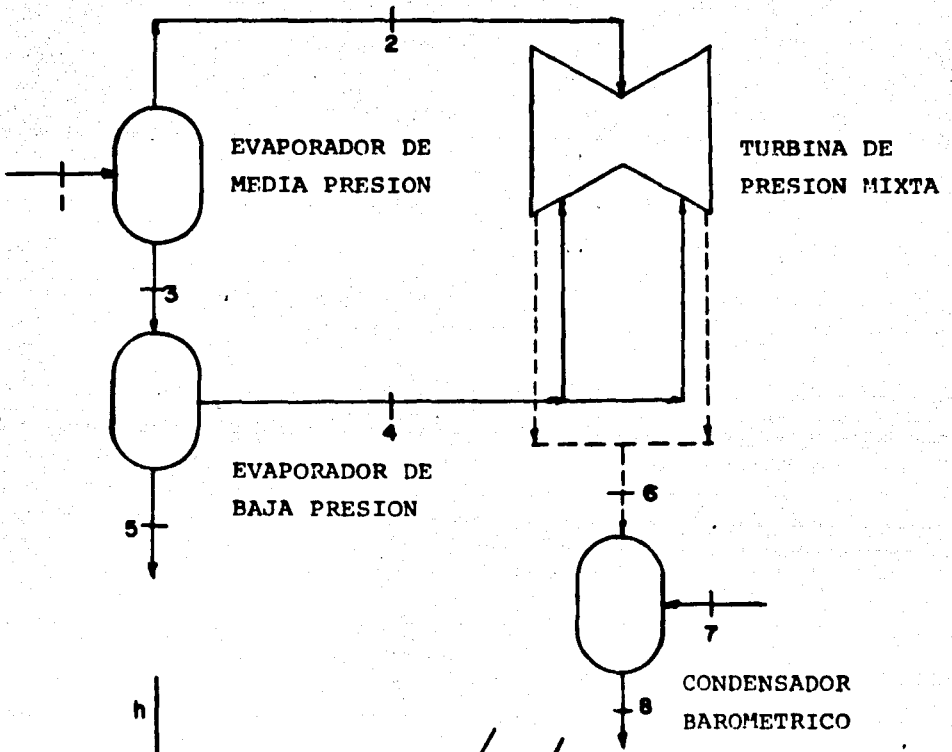


Fig. III.1

Empezamos por fijar la presión del flasheador de baja, P_B , en un valor de $30 \text{ lb}_f/\text{in}^2 \text{ abs}$ (abajo de este valor se presentan muchos problemas de incrustaciones).

En seguida se selecciona una presión del flasheador de media, P_M , y se realizan todos los cálculos hasta determinar la expansión de la turbina de presión mixta como se muestra a continuación:

De tablas de vapor de agua:

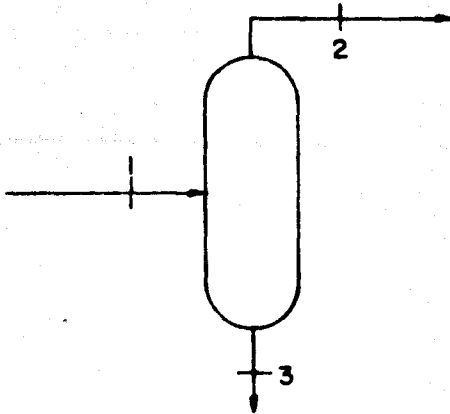
$$h_2 = h_g$$

@ P_M

$$h_3 = h_f$$

En el Flasheador de Media Presión:

Con los valores obtenidos, h_2 y h_3 , calculamos las fracciones de líquido y vapor producidas por el flasheador -- mediante un balance de energías y de masas.



De la figura anterior tenemos:

$$m_1 = m_2 + m_3 \quad (1)$$

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 + m_3 h_3 \quad (2)$$

De las ecuaciones (1) y (2) obtenemos:

$$m_2 = m_1 \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_3} \quad (3)$$

$$m_3 = m_1 \left[1 - \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_3} \right] \quad (4)$$

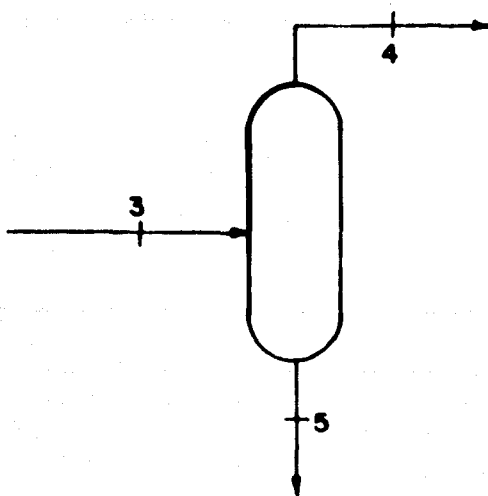
Ahora obtenemos:

$$h_4 = h_g \quad @ \quad P_B$$

$$h_5 = h_f$$

En el Flasheador de Baja Presión:

Realizando un balance de energías y de masas en el flasheador de baja presión y con los datos obtenidos de las tablas de vapor de agua, h_4 y h_5 , obtenemos las fracciones de vapor y de líquido producidas, m_4 y m_5 .



$$m_4 = m_3 \frac{h_3 - h_5}{h_4 - h_5} \quad (5)$$

$$m_5 = m_3 \left[1 - \frac{h_3 - h_5}{h_4 - h_5} \right] \quad (6)$$

En la Turbina de Presión Mixta:

Considerando el proceso de expansión isoentrópica en la primera etapa de la turbina:

$$s_2 = s_{2's} = s_g \quad @ \quad P_M$$

$$s_4 = s_g \quad @ \quad P_B$$

$$s_5 = s_f$$

Tenemos entonces, que:

$$s_2 = s_{2's} = s_5 + x_{2's} (s_4 - s_5)$$

De donde,

$$x_{2's} = \frac{s_2 - s_5}{s_4 - s_5} \quad (7)$$

Con la calidad, $x_{2's}$, previamente calculada, obtenemos la entalpía del punto 2's:

Entonces:

$$h_{2's} = h_5 + x_{2's} (h_4 - h_5) \quad (8)$$

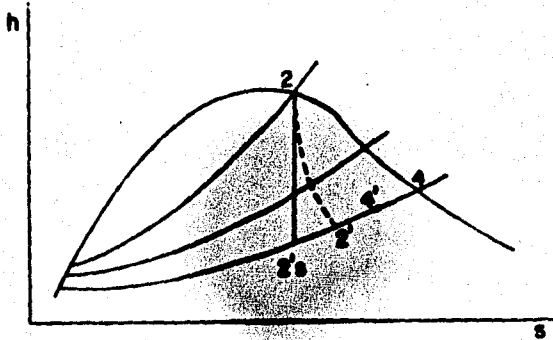
Si:

$$\eta_T = \frac{h_2 - h_{2's}}{h_2 - h_2's}$$

Entonces la entalpía real con que sale el vapor de la 1a. etapa es:

$$h_{2'} = h_2 - \eta_T(h_2 - h_{2's}) \quad (9)$$

Para el proceso de mezclado del vapor que se ha expandido parcialmente en la turbina y del vapor producido en el flashador de baja presión:



$$m_{4'} = m_2 + m_4 \quad (10)$$

$$m_{4'} h_{4'} = m_2 h_{2'} + m_4 h_4$$

La entalpía a la entrada de la segunda etapa es:

$$h_{4'} = \frac{m_2 h_{2'} + m_4 h_4}{m_2 + m_4} \quad (11)$$

Tenemos además que:

$$h_{4'} = h_5 + x_{4'}(h_4 - h_5)$$

por lo tanto:

$$x_{4'} = \frac{h_{4'} - h_5}{h_4 - h_5} \quad (12)$$

La entropía del punto 4' queda:

$$s_{4'} = s_5 + x_{4'}(s_4 - s_5) \quad (13)$$

La presión del condensador, P_c , se determina en base a la temperatura del agua de circulación más un acercamiento y un rango del condensador; o sea:

$$T_6 = T_{AF} + \text{Rango} + \text{Acercamiento} \quad (14)$$

De las tablas de vapor:

$$P_c = P_s \quad @ \quad T_6$$

Si realizamos una expansión isoentrópica desde la presión de baja hasta la de condensación, tenemos:

$$s_{4'} = s_{6s}$$

Obtenemos entonces:

$$s_{6'} = s_f$$

$$s_{6''} = s_g$$

$$h_{6'} = h_f \quad @ \quad P_c$$

$$h_{6''} = h_g$$

Si:

$$s_{6s} = s_{4'} = s_{6'} + x_{6s} (s_{6''} - s_{6'})$$

Entonces:

$$x_{6s} = \frac{s_{4'} - s_{6'}}{s_{6''} - s_{6'}} \quad (15)$$

Y la entalpfa a la salida de la turbina es:

$$h_{6s} = h_{6'} + x_{6s} (h_{6''} - h_{6'}) \quad (16)$$

Ahora, si:

$$\eta_T = \frac{h_{4'} - h_6}{h_{4'} - h_{6s}}$$

La entalpía real con que sale el vapor es:

$$h_6 = h_{4'} - \eta_T (h_{4'} - h_{6s}) \quad (17)$$

La energía generada por la primer etapa de la turbina, es:

$$P_{T1} = m_2 (h_2 - h_{2'}) \quad (18)$$

Y para la segunda etapa:

$$P_{T2} = m_4 (h_{4'} - h_6) \quad (19)$$

De donde la energía total generada por la turbina de presión mixta es:

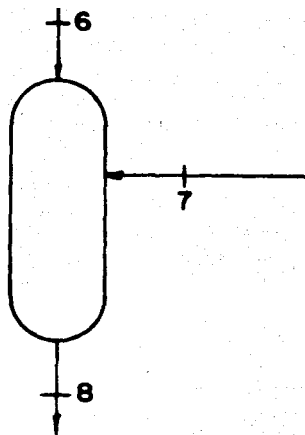
$$P_{T3} = P_{T1} + P_{T2} \quad (20)$$

Y considerando las eficiencias mecánicas de la turbina y el generador, η_m y η_G , respectivamente, obtenemos la energía total realmente generada:

$$P_T = P_{T3} \eta_m \eta_G \quad (21)$$

En el Condensador:

Finalmente, haciendo un balance de energías y de masas - en el condensador, obtenemos el gasto de agua de circulación y el de condensado, m_7 y m_8 .



De la figura anterior:

$$m_8 = m_6 + m_7 \quad (22)$$

Además, si:

$$h = C_p (T - 32)$$

$$C_p = 1$$

Entonces, el balance de energías es:

$$m_6 h_6 + m_7 C_p (T_{AF} - 32) = m_8 C_p (T_6 - 32)$$

Despejando m_8 de la ecuación (22) y sustituyendola en la ecuación anterior, tenemos:

$$m_6 h_6 + m_7 C_p (T_{AF} - 32) = m_6 C_p (T_6 - 32) + m_7 C_p (T_6 - 32)$$

De donde:

$$m_7 C_p (T_{AF} - T_6) = m_6 (C_p (T_6 - 32) - h_6)$$

Por lo tanto:

$$m_7 = m_6 \frac{C_p (T_6 - 32) - h_6}{C_p (T_{AF} - T_6)} \quad (23)$$

Y el calor rechazado hacia el condensador es:

$$Q_R = m_7 (h_8 - h_7)$$

pero como:

$$h = C_p (T - 32)$$

$$Q_R = m_7 (C_p (T_6 - 32) - C_p (T_{AF} - 32))$$

6:

$$Q_R = m_7 C_p (T_6 - T_{AF}) \quad (24)$$

Eficiencia Termodinámica.

$$\eta_c = \frac{P_{T3}}{Q_H} \quad (25)$$

Donde, de la Fig. III.1:

$$Q_H = m_1 h_1 - m_5 h_5 \quad (26)$$

$$\eta_c = \frac{m_2 (h_2 - h_{2'}) + m_4 (h_4 - h_6)}{m_1 h_1 - m_5 h_5}$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

$$\gamma_R = \frac{Q_H}{Q_D} \quad (27)$$

Donde:

$$Q_D = m_1 C_p (T_1 - T_{AF}) \quad (28)$$

Entonces:

$$\gamma_R = \frac{m_1 h_1 - m_5 h_5}{m_1 C_p (T_1 - T_{AF})}$$

Eficiencia Total.

$$\phi = \eta_C \times \gamma_R \quad (29)$$

Basándonos en el criterio de la máxima generación de la turbina de presión mixta, o sea el máximo valor del producto de la caída de entalpía por la masa de vapor, se varía la presión del flasheador de media (fijando la presión del flasheador de baja) hasta determinar la presión de media óptima. Para determinar dicha presión se hace una tabla en la que aparecen las siguientes variables:

$P_B, P_M, m_2, m_3, m_4, m_4', h_2, h_3, s_2, x_{2,s}, h_{2,s}, h_2', x_4',$
 $s_4', x_{6s}, h_{6s}, h_6, P_{T1}, P_{T2}, P_T.$

IV. CALCULOS

Siguiendo la secuencia presentada en el capítulo anterior, fijamos la presión del flasheador de baja, P_B , en un valor de $30 \text{ lb}_f/\text{in}^2 \text{ abs}$ y en seguida seleccionamos la presión -- del flasheador de media, P_M . Esta presión se varía hasta encontrar el máximo producto de la masa de vapor por la caída de entalpía que tenga lugar en la turbina de presión mixta. En la Tabla I aparecen los resultados correspondientes a cada P_M elegida.

A continuación se muestra el análisis realizado para el punto óptimo de la Tabla I.

Los datos que se consideraron son:

$$T_1 = 337$$

$$m_1 = 6.6 \times 10^6$$

$$T_{AF} = 89.6$$

En el flasheador de media presión.

La entalpía de la salmuera, a la entrada del flasheador de media presión es (de tablas de vapor de agua):

$$h_1 = 309.2 \quad @ \quad T_1 = 337$$

Para las fracciones de líquido y vapor producidas por el flasheador de media presión tenemos:

$$h_2 = 1177.6$$

$$h_3 = 262.2$$

$$@ \quad P_M = 60$$

Las fracciones de líquido y vapor producidas por el flashador de media presión, están dadas por las ecuaciones

(3) y (4):

$$m_2 = 6.6 \times 10^6 \frac{309.2 - 262.2}{1177.6 - 262.2}$$

$$m_2 = 3.388682 \times 10^5$$

$$m_3 = 6.6 \times 10^6 \left[1 - \frac{309.2 - 262.2}{1177.6 - 262.2} \right]$$

$$m_3 = 6.261131 \times 10^6$$

En el flashador de baja presión.

$$h_4 = 1164.1$$

$$\textcircled{a} \quad P_B = 30$$

$$h_5 = 218.9$$

Ahora, de las ecuaciones (5) y (6):

$$m_4 = 6.261131 \times 10^6 \frac{259.9 - 218.9}{1164.1 - 218.9}$$

$$m_4 = 2.868250 \times 10^5$$

$$m_5 = 6.261131 \times 10^6 \left[1 - \frac{259.9 - 218.9}{1164.1 - 218.9} \right]$$

$$m_5 = 5.974306 \times 10^6$$

En la turbina de presión mixta.

$$s_2 = 1.6440$$

$$\textcircled{a} \quad P_M = 60$$

$$s_4 = 1.6995$$

$$s_5 = 0.3682$$

$$\textcircled{a} \quad P_B = 30$$

La calidad, $x_{2,s}$, queda, a partir de la ecuación (7):

$$x_{2,s} = \frac{1.6440 - 0.3682}{1.6995 - 0.3682}$$

$$x_{2,s} = 0.9583$$

Entonces de la ecuación (8):

$$h_{2,s} = 218.9 + 0.9583(1164.1 - 218.9)$$

$$h_{2,s} = 1124.68$$

La entalpía real del vapor que sale de la primera etapa de expansión esta dada por la ecuación (9), en donde:

$$\eta_T = 80\%$$

Por lo tanto:

$$h_2 = 1177.6 - 0.8(1177.6 - 1124.68)$$

$$h_2 = 1135.26$$

Ahora, de acuerdo con las ecuaciones (10), determinamos m_4 y h_4 :

$$m_4 = 3.388682 \times 10^5 + 2.868250 \times 10^5$$

$$m_4 = 6.256932 \times 10^5$$

$$h_4 = \frac{3.388682 \times 10^5 (1135.26) + 2.868250 \times 10^5 (1164.1)}{6.256932 \times 10^5}$$

$$h_4 = 1148.48$$

La calidad x_4 , se determina a partir de la ecuación (12):

$$x_{4'} = \frac{1148.48 - 218.9}{1164.10 - 218.9}$$

$$x_{4'} = 0.9834$$

Con la ecuación (13) determinamos la entropía correspondiente a la condición 4':

$$s_{4'} = 0.3682 + 0.9834(1.6995 - 0.3682)$$

$$s_{4'} = 1.6774$$

Luego, la presión del condensador esta determinada por la temperatura de condensación y considerando para el condensador:

$$\text{Rango} = 20$$

$$\text{Acercamiento} = 10$$

Tenemos, de la ecuación (14):

$$T_6 = 89.6 + 20 + 10$$

$$T_6 = 119.6$$

La presión de condensación correspondiente es:

$$P_c = 1.67 \quad \text{ⓐ} \quad T_6 = 119.6$$

Luego:

$$s_{6'} = 0.1638$$

$$s_{6''} = 1.9351$$

$$\text{ⓐ} \quad T_6 = 119.6$$

$$h_{6'} = 87.48$$

$$h_{6''} = 1113.4$$

@

$$T_6 = 119.6$$

La calidad ideal, a la salida de la turbina es, de la ecuación (15):

$$x_{6s} = \frac{1.6774 - 0.1638}{1.9351 - 0.1638}$$

$$x_{6s} = 0.8545$$

La entalpía correspondiente es, de la ecuación (16):

$$h_{6s} = 87.48 + 0.8545(1113.4 - 87.48)$$

$$h_{6s} = 964.14$$

La entalpía real con la que sale el vapor de la turbina se calcula con la ecuación (17), en la que:

$$\eta_T = 80\%$$

Por lo tanto:

$$h_6 = 1148.48 - 0.8(1148.48 - 964.14)$$

$$h_6 = 1001.05$$

La energía entregada a la primera etapa de la turbina esta dada por la ecuación (18):

$$P_{T1} = 3.383882 \times 10^5 (1177.6 - 1135.26)$$

$$P_{T1} = 1.434768 \times 10^7$$

Y la energía entregada a la segunda etapa es, de la ecuación

ción (19):

$$P_{T2} = 6.256932 \times 10^5 (1148.48 - 1001.05)$$

$$P_{T2} = 9.2271903 \times 10^7$$

Luego, la energía total entregada por la turbina de presión mixta la calculamos con la ecuación (20):

$$P_{T3} = 1.434768 \times 10^7 + 9.2271903 \times 10^7$$

$$P_{T3} = 1.0661958 \times 10^8$$

La energía real que entrega el generador esta dada por la ecuación (21), en la que:

$$\eta_m = 98.8\%$$

$$\eta_G = 97.3\%$$

Luego:

$$P_{TR} = 1.0661958 \times 10^8 (0.988) (0.973)$$

$$P_{TR} = 1.0249596 \times 10^8$$

$$P_{TR} = 30039.848 \text{ kw}$$

En el condensador.

El gasto de agua de circulación es, de la ecuación (23):

$$m_7 = 6.256932 \times 10^5 \frac{1(119.6 - 32) - 1001.05}{1(89.6 - 119.6)}$$

$$m_7 = 1.9051315 \times 10^7$$

El gasto de condensado lo calculamos con la ecuación (22):

$$m_8 = 6.256932 \times 10^5 + 1.9051315 \times 10^7$$

$$m_8 = 1.9689522 \times 10^7$$

Luego, el calor rechazado esta dado por la ecuación (24),
o sea:

$$Q_R = 1.9051315 \times 10^7 (119.6 - 89.6)$$

$$Q_R = 5.7153945 \times 10^8$$

Eficiencia Termodinámica.

El calor que entra al ciclo es, de la ecuación (26):

$$Q_H = 6.6 \times 10^6 (309.2) - 5.974306 \times 10^6 (218.9)$$

$$Q_H = 7.3294442 \times 10^8$$

De la ecuación (25):

$$\eta_c = \frac{1.0661958 \times 10^8}{7.3294442 \times 10^8}$$

$$\eta_c = 0.1454$$

$$\eta_c = 14.54\%$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

El calor disponible en la salmuera es, de la ecuación (28):

$$Q_D = 6.6 \times 10^6 \{337.0 - 89.6\}$$

$$Q_D = 1.63284 \times 10^9$$

De la ecuación (27):

$$\gamma_R = \frac{7.3294442 \times 10^8}{1.6328400 \times 10^9}$$

$$\gamma_R = 0.4488$$

$$\gamma_R = 44.88\%$$

Eficiencia Total.

De la ecuación (29):

$$\phi = 0.1454 \times 0.4488$$

$$\phi = 0.06526$$

$$\phi = 6.526\%$$

En la Fig. IV.1 se muestra un diagrama esquemático del ciclo analizado junto con las condiciones del fluido en los diferentes puntos del ciclo.

TABLA I

D	n	m_2 ($\times 10^{-5}$)	m_3 ($\times 10^{-5}$)	m_4 ($\times 10^{-5}$)	m_5 ($\times 10^{-6}$)	m_6 ($\times 10^{-5}$)	h_2	h_3	θ_2	$\kappa_{2'g}$	$h_{2'g}$	$h_{2'}$	$x_{4'}$	$h_{4'}$	$\theta_{4'}$	κ_{6g}	h_{6g}	h_g	P_{T1} ($\times 10^{-7}$)	P_{T2} ($\times 10^{-7}$)	P_{T3} (km)
10	50	4.214742	6.178526	2.045999	5.973926	6.260741	1174.1	250.2	1.6586	0.9692	1134.98	1142.8	0.9848	1199.76	1.6792	0.8555	965.15	1002.07	1.5192142	9.2464234	25759.36
30	52	4.036872	6.196313	2.222334	5.974079	6.259206	1174.9	252.8	1.6555	0.9669	1132.81	1141.2	0.9844	1149.35	1.6787	0.8552	964.84	1001.74	1.3592148	9.2392140	29852.10
50	54	3.872229	6.212777	2.385606	5.973255	6.257835	1175.6	255.2	1.6524	0.9646	1130.63	1139.6	0.9839	1148.95	1.6780	0.8548	964.43	1001.33	1.3932280	9.2378150	29941.97
70	56	3.704977	6.229302	2.550507	5.974251	6.257484	1176.3	257.6	1.6495	0.9624	1128.56	1138.1	0.9837	1148.69	1.6778	0.8547	964.33	1001.20	1.4160652	9.2291632	29923.92
90	58	3.547923	6.245207	2.708987	5.974308	6.257910	1177.0	259.9	1.6467	0.9603	1126.57	1136.6	0.9835	1148.53	1.6775	0.8545	964.20	1001.06	1.4315849	9.2270065	30021.73
110	60	3.398682	6.261131	2.868250	5.974306	6.256932	1177.6	262.2	1.6440	0.9583	1124.68	1135.2	0.9834	1148.48	1.6774	0.8545	964.14	1001.05	1.4347630	9.2271902	30038.04*
130	62	3.255719	6.276428	3.021344	5.974293	6.257063	1178.2	264.4	1.6413	0.9563	1122.79	1133.8	0.9834	1148.46	1.6774	0.8545	964.18	1001.03	1.4343942	9.2247580	30023.20
150	64	3.108181	6.291812	3.175195	5.974292	6.257076	1178.9	266.6	1.6388	0.9544	1120.99	1132.6	0.9835	1148.57	1.6775	0.8546	964.20	1001.07	1.4278355	9.2289368	30015.44
170	66	2.935105	6.306489	3.322716	5.974217	6.257821	1179.4	268.7	1.6363	0.9525	1119.20	1131.2	0.9836	1148.68	1.6776	0.8546	964.25	1001.13	1.4144271	9.2334145	29991.12

* PUNTO OPTIMO

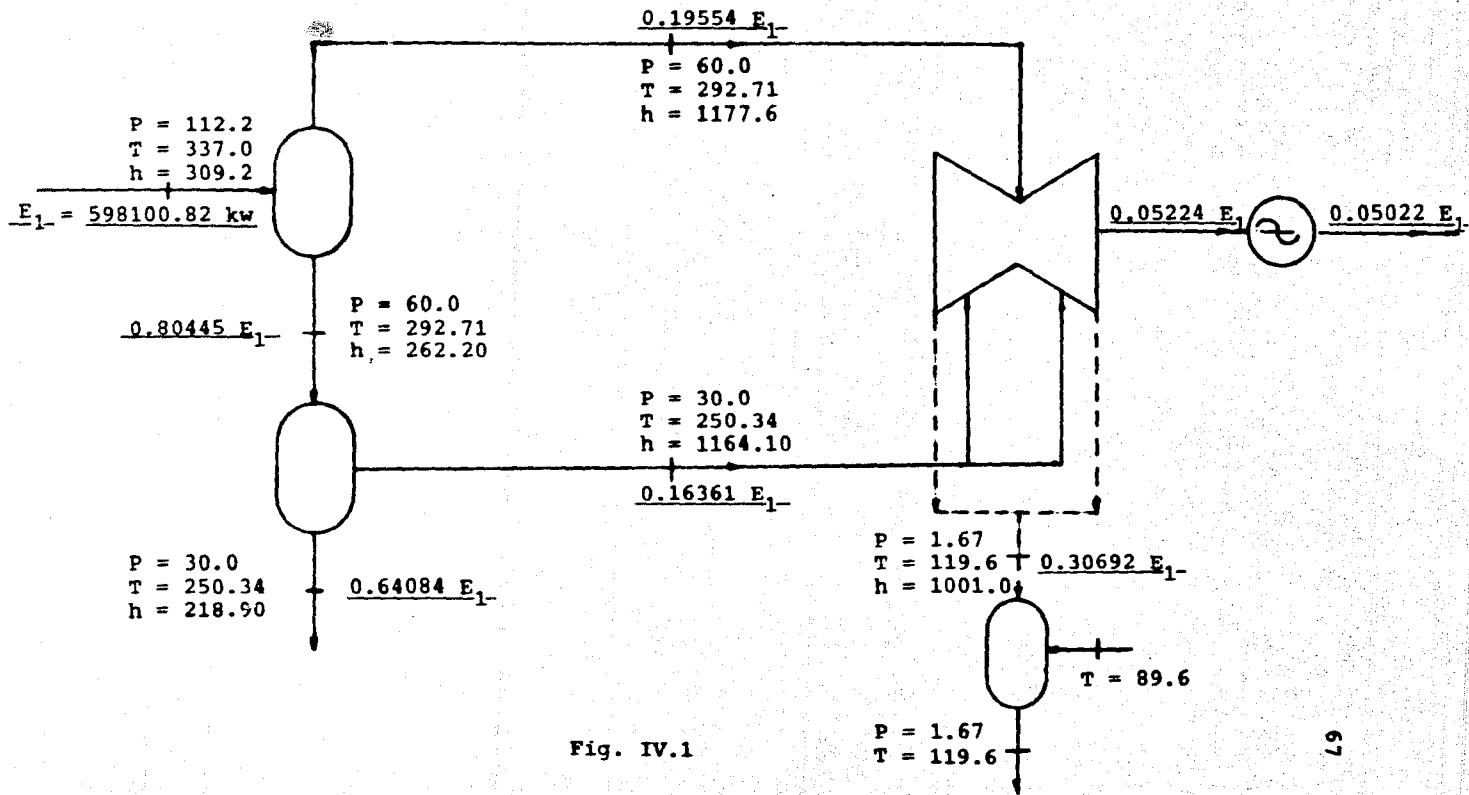


Fig. IV.1

CICLO BINARIO

I. INTRODUCCION

I.1 ANTECEDENTES

La primer planta geotermoeléctrica que operó con un Ciclo Binario fué la planta de Paratunka, Rusia. Esta - planta operó con Freón 12.

Se terminó en 1967 después de haber estudiado prototipos de 340 kw; la capacidad de la planta fué de 750 kw y operó con aguas termales a 81.5°C de manera satisfactoria, aún cuando la planta se diseñó con una temperatura de - 90°C.

La planta consta de tres precalentadores, un evaporador, y un sobrecalentador; el Freón sale del sobrecalentador a 65°C y se expande en una turbina radial hasta una presión de 5 atm. abs. Como se ve, esta planta es muy pequeña debido a la baja temperatura del fluido geotérmico.

En Japón se han hecho también estudios para llevar a cabo la construcción de plantas de Ciclo Binario que operen con Freón.

En Imperial Valley, E. U., se tiene una planta experimental de 10 Mw. El fluido de trabajo es isobutano que es calentado mediante vapor, producido por evaporación instantánea, y salmuera.

I.2 DESCRIPCION GENERAL

Básicamente el Ciclo Binario opera con dos fluidos en - dos ciclos diferentes. En nuestro caso, dichos fluidos

son el Fluido Geotérmico, ó Salmuera, y el Fluido de Trabajo; el primero no se puede decir que opere en un ciclo sino que simplemente se hace pasar a través de un circuito en donde cede parte de la energía que trae consigo al segundo fluido mencionado que opera en un Ciclo Rankine.

Las razones que determinan la aplicación de un Ciclo Binario se deben a las condiciones del recurso geotérmico:

1. Alto contenido de sólidos disueltos que se depositan en recipientes donde se lleve a cabo la formación de vapor ó gas.
2. Alto contenido de gases no condensables, que reducen la eficiencia del ciclo y que requieren de equipos especiales de remoción.
3. Los fluidos geotérmicos con temperaturas alrededor de -150°C no se consideran económicos para su utilización con el sistema convencional de separación y/o evaporación instantánea, ya que la cantidad de energía generada es muy pequeña.

El ciclo del fluido de trabajo es un ciclo Rankine, el fluido de trabajo absorbe el calor de la salmuera mediante un intercambiador de calor. Posteriormente el fluido de trabajo cederá parte de esa energía en una turbina para después ser condensado y bombeado de nuevo al intercambiador de calor.

La energía obtenida en la turbina será sólo una pequeña fracción de la energía que tenga la salmuera, debido a las eficiencias de cada uno de los dispositivos que sig

ven para hacer la conversión de energía hasta aprovechar la como energía eléctrica.

I.3 ABSORCION DE ENERGIA:

El fluido de trabajo puede absorber energía ya sea de la salmuera, del vapor (separado ó producido mediante evaporación instantánea), ó de la mezcla salmuera-vapor. La elección de alguna de las opciones anteriores dependerá de la salinidad del fluido geotérmico y de la disponibilidad del equipo que nos permita aprovechar alguna de -- ellas.

Para llevar a cabo la transferencia de calor con salmuera, es necesario tener cuidado de que no tenga una caída de presión tal, que se evapore a su paso por el intercambiador, alterando las condiciones para las que fué diseñado y por lo tanto modificando la transferencia de calor. Debido a ésto, y a los problemas de incrustación, a veces es conveniente utilizar vapor separado de la salmuera, para evitar dichos problemas en el interior de los intercambiadores, aunque surge el inconveniente de que el coeficiente total de transferencia de calor es menor para los gases que para los líquidos, dando como resultado intercambiadores de calor de mayor tamaño. Luego una combinación de intercambiadores que trabajen con líquido unos y, con vapor otros, puede ofrecer una alternativa más conveniente.

En la Fig. I.2 se tiene un separador o un evaporador (3) del que se obtiene vapor y líquido, por separado, para enviarlos a los intercambiadores de calor; en el intercambiador (1) se le quita el calor latente al vapor para convertirlo en líquido saturado y mezclarlo con el líqui

do proveniente del separador ó evaporador para después, pasarlo por el intercambiador (2).

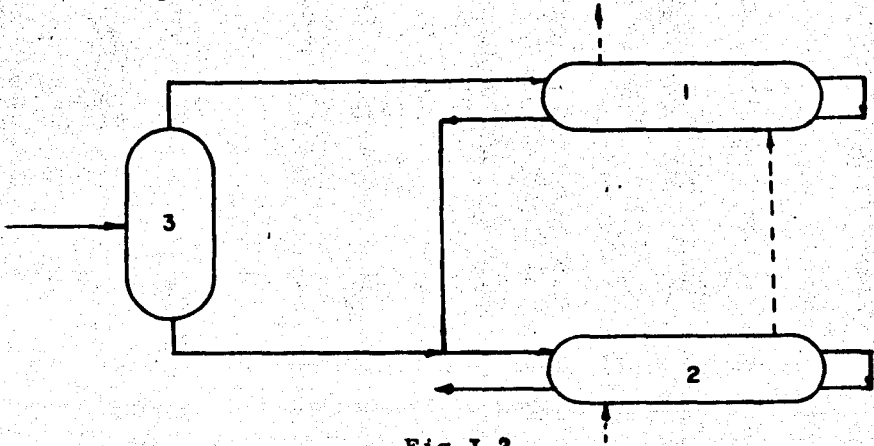


Fig.I.2

Las salmueras de alta salinidad y alta temperatura, como se mencionó en el punto 4 de la Introducción General, -- provocan muchas incrustaciones difíciles de remover; en estos casos es más conveniente obtener vapor de la salmuera, mediante dos etapas de evaporación instantánea y mandarlo a los intercambiadores; la salmuera sobrante se desecha como se muestra en la Fig. I.3.

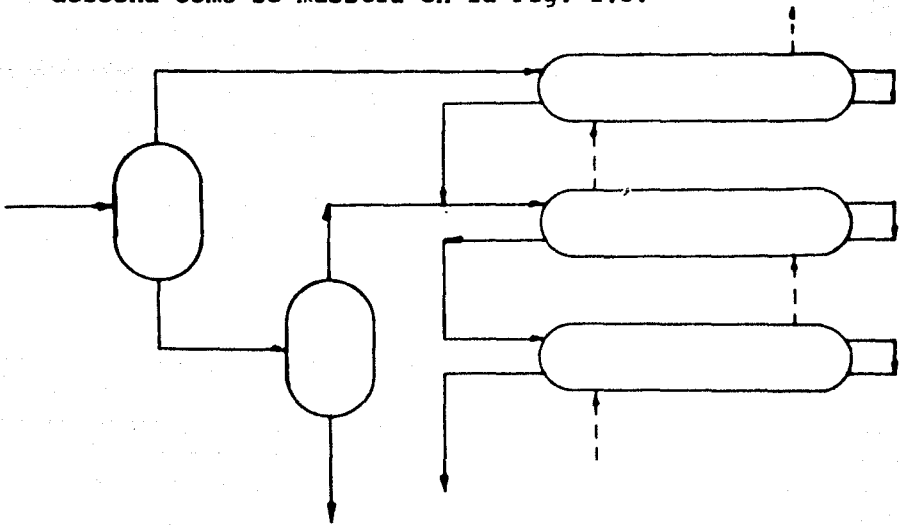


Fig.I.3

Ahora que, cuando la salmuera es de baja salinidad y baja temperatura no se presentan muchos problemas con las incrustaciones, es entonces conveniente realizar el intercambio de calor sólo con líquido.

4 OPCIONES DEL CICLO BINARIO

Como se dijo anteriormente el Ciclo Binario es un Ciclo Rankine, ahora bien, podemos tener dos formas de utilizarlo:

- Ciclo Supercrítico.- En éste ciclo, la absorción de calor se realiza a una presión mayor que la presión del punto crítico correspondiente al fluido de trabajo que se utiliza.
- Ciclo Subcrítico.- Como lo indica su nombre, la absorción de calor se lleva a cabo a una presión menor que la del punto crítico correspondiente al fluido de trabajo utilizado.

Por ahora sólo diremos que la elección de cualquiera depende de las condiciones del Fluido Geotérmico y del -- Fluido de Trabajo que vaya a utilizarse.

Independientemente de la elección del tipo de ciclo que se vaya a utilizar, podemos tener un regenerador a la salida de la turbina; el hecho de tener un regenerador no afecta (para nuestro estudio) la energía entregada por la turbina, sino que tiene que ver con la cantidad de calor rechazado y además afecta la cantidad de calor absorbido. Nos interesa más la cantidad rechazada porque ésta determina el tamaño del sistema de agua de circulación ó enfriamiento.

Por otra parte, el hecho de tener un regenerador, por un lado nos mejora la eficiencia termodinámica del Ciclo - Rankine y por otro, hace decrecer la eficiencia de utilización del recurso. Esto se verá con más detalle en otro capítulo de esta sección.

I.5 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL CICLO BINARIO:

Las ventajas del Ciclo Binario son las siguientes:

1. El uso de un fluido secundario como fluido de trabajo - evita que haya corrosión, incrustaciones, tratamiento de gases no condensables y demás problemas asociados, que - son consecuencia del uso del Fluido Geotérmico, en el - equipo que esté relacionado con la producción de energía eléctrica a partir de la salmuera. Los costos son menores debido a que sólo parte del equipo estará en contacto con el Fluido Geotérmico, ó sea que, sólo parte del equipo (los intercambiadores de calor, por ejemplo) estará tratado especialmente, requerirá un mantenimiento más frecuente y, por lo tanto, tendrá un costo mayor que el resto del equipo de la planta.
2. La eficiencia del ciclo y la energía producida no se ven afectadas por el contenido de gases no condensables como sucedería con una turbina de vapor.
3. Es posible aprovechar la energía, que de otra forma se - desperdiciaría, de salmuera de relativa baja temperatura, ya sea proveniente de un pozo ó de una separación de vapor donde éste se utiliza en un ciclo simple.

Desventajas:

1. Se deben utilizar grandes intercambiadores de calor para poder manejar los grandes gastos de Fluido Geotérmico y de Fluido de Trabajo, necesarios para poder generar una cantidad significativa de energía eléctrica.
2. Se debe utilizar un Fluido de Trabajo cuyas propiedades termodinámicas permitan un buen aprovechamiento de la energía. Dicho Fluido de Trabajo puede ser tóxico, inflamable y/o de alto costo.

- C_P - calor específico, (BTU/lb °F)
 D_T - diámetro de la tubería, (ft)
 g - aceleración local de la gravedad, (32.2 ft/seg²)
 g_c - constante en la ley de Newton, (32.2 lb ft/lb_fseg²)
 H - entalpía, (BTU)
 h - entalpía específica, (BTU/lb)
 m - gasto en masa, (lb/hr)
 M - gasto de fluido de trabajo, (lb/hr)
 P - presión, (lb_f/in² abs.)
 P_B - potencia ideal proporcionada a la bomba, (BTU/hr)
 P_{BR} - potencia real proporcionada a la bomba, (BTU/hr)
 P_N - potencia neta ideal entregada por el sistema, (kw)
 P_{NR} - potencia neta real entregada por el sistema, (kw)
 P_T - potencia ideal entregada por la turbina, (BTU/hr)
 P_{TR} - potencia real entregada por la turbina, (BTU/hr)
 Q - flujo de calor, (BTU/hr)
 Q_H - calor transferido al fluido de trabajo, (BTU/hr)
 q_H - calor transferido al fluido de trabajo por unidad de masa, (BTU/lb)
 Q_D - calor disponible en la salmuera, (BTU/hr)
 Q_D^o - calor disponible para una absorción a temperatura -- constante en el ciclo de Carnot, (BTU/hr)
 Q_R - calor rechazado hacia el condensador, (BTU/hr)
 q_R - calor rechazado hacia el condensador por unidad de masa, (BTU/lb)
 U - energía interna, (BTU)
 u - energía interna específica, (BTU/lb)
 V - volumen, (ft³); velocidad, (ft/hr)
 v - volumen específico, (ft³/lb)
 T - temperatura, (°F)
 S - entropía, (BTU/°F)
 s - entropía específica, (BTU/lb°F)
 w_B - trabajo específico proporcionado a la bomba, (BTU/lb)

- w_T - trabajo específico proporcionado a la turbina, (BTU/lb)
 w_A - gasto de salmuera, (lb/hr)
 w_C - gasto de agua de circulación, (lb/hr)

Alfabeto griego.

- π - constante numérica (3.1416)
 η_b - eficiencia mecánica del conjunto bomba-motor
 η_B - eficiencia isoentrópica de compresión
 η_C - eficiencia del ciclo termodinámico
 η_{cmax} - eficiencia máxima ideal para un Ciclo Binario
 η_{cc} - eficiencia del ciclo de Carnot
 η_G - eficiencia mecánica del generador
 η_m - eficiencia mecánica de la turbina
 η_T - eficiencia isoentrópica de expansión
 γ_R - eficiencia de utilización del recurso
 ϕ - eficiencia total del sistema

Subíndices.

- e - condición de salida
 i - condición de entrada
 s - condición isoentrópica

II. CICLO TERMODINAMICO

II.1 CICLO RANKINE:

Como se mencionó anteriormente el Ciclo Binario es un Ciclo Rankine en el que el Fluido Geotérmico se utiliza como fuente de calor que cede su energía al Fluido de Trabajo.

La Fig. II.1, muestra las partes que forman el Ciclo Rankine:

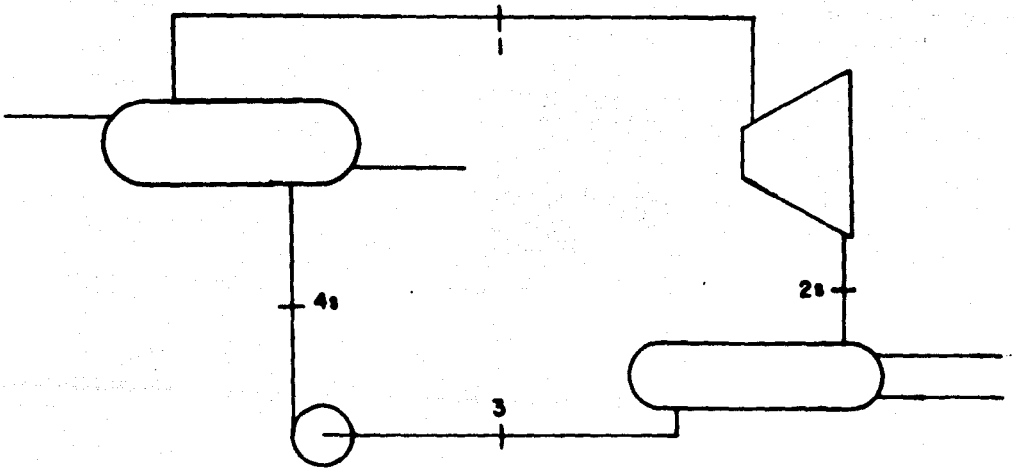


Fig.II.1

El Ciclo Rankine se compone de los siguientes procesos:

Un proceso de expansión, reversible y adiabático en la turbina (1 — 2s)

Un proceso de rechazo de calor a presión constante (presión de baja) en el condensador (2s — 3)

Un proceso de compresión, reversible y adiabático, en la bomba (3 — 4s)

Un proceso de absorción de calor a presión constante ---
(presión de alta) en los intercambiadores de calor --
(4s — 1)

Los diagramas T-s y P-h del ciclo, suponiendo que sea subcrítico el ciclo, se muestran en la Fig.II.2.

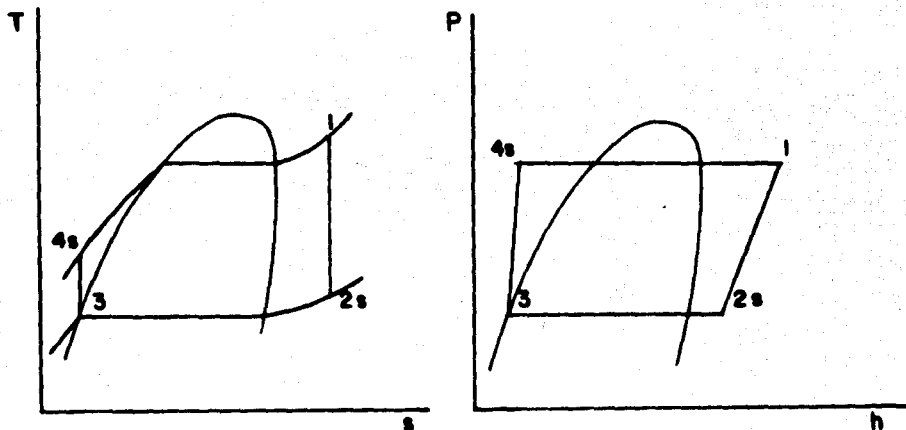


Fig.II.2

Analizamos cada uno de los elementos que llevan a cabo los procesos enunciados anteriormente.

Tomando una superficie de control alrededor de la bomba:

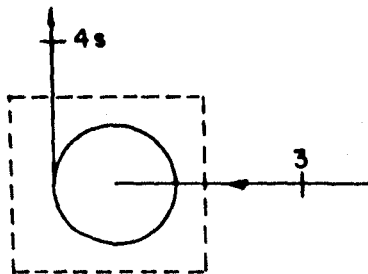


Fig.II.3

Tenemos que la 1a. Ley de la Termodinámica para un volúmen de control, estado estable y flujo estable es:

$$Q + m(h_1 + \frac{v_1^2}{2g_c} + z_1 g/g_c) = m(h_e + \frac{v_e^2}{2g_c} + z_e g/g_c) + W \quad I$$

donde,

$$i = 3$$

$$e = 4s$$

$$W = P_B$$

Ahora bien, en la bomba no tenemos flujo de calor: $Q = 0$, además, generalmente las secciones de entrada y salida son iguales, por lo tanto $V_3 = V_{4s}$; la diferencia de altura entre la entrada y salida es muy pequeña, luego $Z_3 = Z_{4s}$. Entonces la 1a. Ley se reduce a:

$$\begin{aligned} m h_3 &= m h_{4s} + P_B \\ P_B &= (h_3 - h_{4s}) m \end{aligned} \quad II$$

y la energía entregada por unidad de masa es:

$$w_B = h_{4s} - h_3 \quad II (a)$$

Además tenemos que si el proceso de compresión es adiabático y reversible, entonces $S_3 = S_4$. (de la segunda Ley de la Termodinámica).

Para un proceso reversible:

$$Tds = du + PdV \quad III$$

Aunque esta ecuación fué deducida para un proceso reversible, podemos utilizarla para hallar las propiedades de la substancia, éstas sólo cambian de un estado

a otro, son independientes de la trayectoria sea reversible ó irreversible.

Sabemos que,

$$H = U + PV$$

diferenciando,

$$dH = dU + PdV + VdP$$

$$dU = dH - PdV - VdP \quad \text{III (a)}$$

Luego, sustituyendo en la ecuación III, tenemos:

$$TdS = dH - PdV - VdP + PdV$$

$$TdS = dH - VdP \quad \text{III (b)}$$

Ahora bien, si $s = \text{cte}$, entonces, $ds = 0$; para las propiedades específicas:

$$0 = dh - v dP$$

$$dh = v dP$$

$$dh = v dP \quad \text{IV}$$

Ya que podemos considerar que el fluido es incompresible:

$$v_{4s} = v_3$$

$$h_{4s} - h_3 = v (P_{4s} - P_3) \quad \text{V}$$

Sustituyendo V en II (a):

$$w_B = v (P_{4s} - P_3) \quad \text{VI}$$

Se puede notar que el trabajo tendrá un signo negativo, esto significa que el sistema recibe energía, así que to

mando en cuenta dicha convención:

$$P_B = m w_B \quad \text{VI (a)}$$

En base de esto podemos conocer las demás propiedades a lo largo del ciclo, siguiendo el sentido del flujo:

Teniendo una superficie de control alrededor del intercambiador de calor:

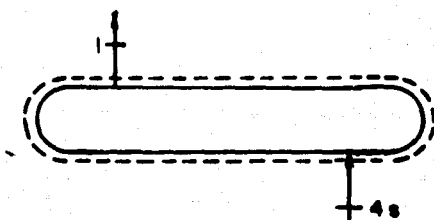


Fig.II.4

De nuevo tenemos la 1.ª Ley de la Termodinámica (ec.I). En este caso no tenemos trabajo que realice el sistema ó que se realice sobre él, ni cambios de energía cinética ni potencial, luego:

$$W = 0$$

$$V_1 = V_{4s}$$

$$Z_1 = Z_{4s}$$

En la ecuación (I) tenemos lo siguiente:

$$i = 4s$$

$$e = 1$$

$$Q = Q_H$$

Entonces,

$$Q + m h_{4s} = m h_1$$

$$Q_H = m (h_1 - h_{4s})$$

VII

El calor absorbido, por unidad de masa es:

$$q_h = h_1 - h_{4s}$$

VII (a)

Como se puede notar este valor resulta positivo, esto indica que el calor es añadido al sistema.

Ahora, en la turbina:

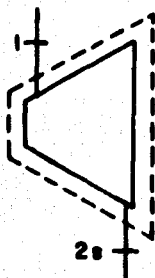


Fig.II.5

En la ecuación I, tenemos:

$$i = 1$$

$$e = 2s$$

$$W = P_T$$

Como en este caso, al igual que en la bomba, no tenemos flujo de calor, ni cambio de energía cinética y potencial:

$$Q = 0$$

$$V_1 = V_{2s}$$

$$Z_1 = Z_{2s}$$

Entonces:

$$P_T = m (h_1 - h_{2s})$$

VIII

El trabajo entregado por unidad de masa es:

$$w_T = h_1 - h_{2s} \quad \text{VIII (s)}$$

Además:

$$s_1 = s_{2s}$$

En este caso el trabajo tendrá un valor positivo, indicando con esto que el sistema proporciona trabajo.

Por último, alrededor del condensador:

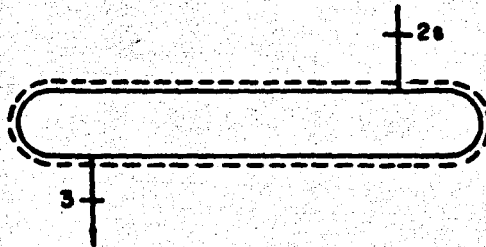


Fig.II.6

En la ecuación I tendremos:

$$1 = 2s$$

$$e = 3$$

$$Q = Q_R$$

En este caso, al igual que en el intercambiador, no tenemos trabajo hecho sobre el sistema ni por el mismo, - ni cambio de energía cinética ó potencial:

$$W = 0$$

$$v_{2s} = v_3$$

$$z_{2s} = z_3$$

Luego:

$$Q_R = m (h_3 - h_{2s})$$

IX

El calor rechazado por unidad de masa es:

$$q_R = h_3 - h_{2s} \quad \text{IX (a)}$$

El calor tiene un valor negativo, lo que indica que el sistema rechaza energía.

Eficiencia Termodinámica del Ciclo Rankine.

La eficiencia del ciclo se define como el trabajo neto, entregado por el sistema, entre el calor total añadido.

Para el ciclo termodinámico ideal tendremos lo siguiente:

$$\eta_C = \frac{P_N}{Q_H} \quad \text{X}$$

Donde,

$$P_N = P_T - P_B$$

Sustituyendo los valores de P_B y P_T (Ecs. IX y VIII):

$$P_N = m (h_1 - h_{2s}) - m (h_{4s} - h_3)$$

$$P_N = m [(h_1 - h_{2s}) - (h_{4s} - h_3)] \quad \text{XI}$$

Y para el calor añadido tenemos (de la ec. VII):

$$Q_H = m (h_1 - h_{4s}) \quad \text{XII}$$

Luego sustituyendo estas ecuaciones en la expresión de la eficiencia (ec. X):

$$\eta_C = \frac{m [(h_1 - h_{2s}) - (h_{4s} - h_3)]}{m (h_1 - h_{4s})}$$

$$\eta_C = \frac{(h_1 - h_{2s}) - (h_{4s} - h_3)}{(h_1 - h_{4s})} \quad \text{XIII}$$

Ahora, sustituyendo en XIII las ecs.: II (a), VII (a), VIII (a):

$$\eta_c = \frac{w_T - w_B}{q_H} \quad \text{XIII (a)}$$

La ecuación XIII es la expresión de la eficiencia para el ciclo termodinámico ideal, sin embargo, debido a los diversos procesos irreversibles que tienen lugar en los dispositivos de conversión de energía, las condiciones a la salida de la bomba y de la turbina son diferentes que las isoentrópicas y por lo tanto, los valores que intervienen en la ec. XIII (a) harán que la eficiencia Termodinámica real sea menor que la ideal.

II.2 VARIACIONES DEL CICLO RANKINE

Se pueden hacer diferentes variaciones sobre el Ciclo Rankine para hacer que su eficiencia sea mayor:

- 2.1 Ciclo con Recalentamiento.- El rendimiento del Ciclo Rankine para agua, se puede mejorar si se aumenta la presión de alta, sin embargo, si la temperatura no se eleva también, la expansión se realizará con una calidad baja del vapor, lo que puede dañar a la turbina; en el Ciclo con Recalentamiento no es necesario llevar al vapor a una temperatura muy elevada (que también eleva los costos del material de turbinas y equipo), ya que el vapor se expande primero desde la presión de alta, hasta una presión intermedia entre la de alta y la de baja; el vapor es extraído y se recalienta, para después ser introducido de nuevo a la turbina en donde se expande hasta la presión de baja. La ventaja principal del recalentamiento consiste en lograr expansiones desde una gran presión, con una temperatura moderada, hasta la presión de baja -

con una calidad del vapor aceptable para la operación de la turbina.

De hecho, el aumento en la eficiencia del ciclo es pequeño, sin embargo, la humedad, a la salida de la turbina, decrece en un mayor grado.

Ahora bien, en el caso del Ciclo Binario, no conviene -- realizar un recalentamiento porque nuestra fuente de energía está limitada (el gasto de salmuera es fijo) y como se necesita una fracción de energía para realizar dicho recalentamiento se tendría que reducir el gasto de fluido de trabajo que pasa inicialmente por la fuente de calor, con lo que puede darse el caso de tener una menor generación de energía, además, como se verá posteriormente las propiedades del fluido de trabajo, hacen que las expansiones terminen en la región sobrecalentada, y, por lo tanto, la ventaja del ciclo con recalentamiento no es -- aprovechada (ver Figs. II.7 y II.8).

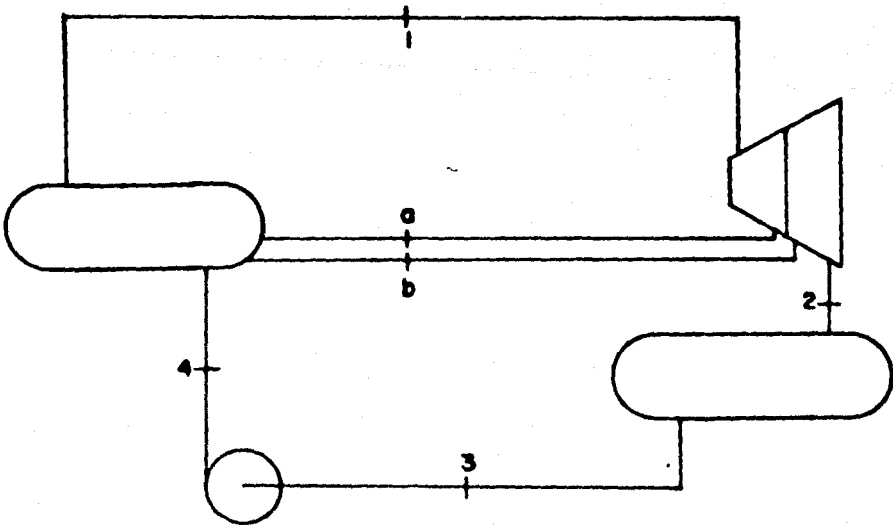


Fig.II.7

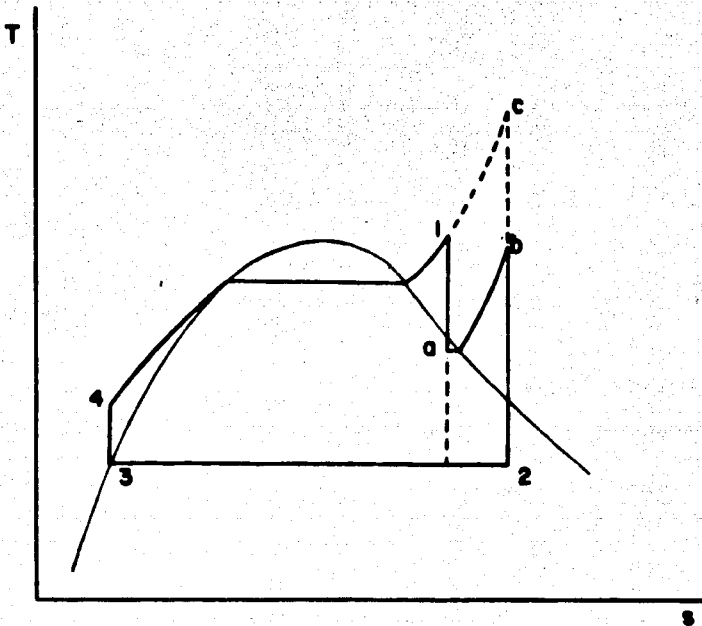


Fig. II.8

Del diagrama T-s vemos que si se realizara la expansión desde 1 hasta la presión en 2, la calidad bajaría demasiado, como es difícil realizar un sobrecalentamiento - hasta c, por razones de materiales resistentes a esas - temperaturas, entonces se recalienta desde a, hasta b y se expande de b a 2 con una calidad mucho más aceptable.

- 2.2 Ciclo Regenerativo.- En el ciclo regenerativo ideal para un ciclo Rankine se hace pasar al condensado por el exterior de la carcasa de la turbina para que intercambie calor con el vapor del interior. Idealmente, el líquido alcanza la condición de líquido saturado, reduciéndose, por lo tanto, la energía necesaria para llevar el vapor hasta la condición de entrada a la turbina.

Físicamente esto no se puede llevar a cabo, pues no con vendría realizar el intercambio de calor de esa forma, ya que bajaría el valor de la energía disponible que en tregaría el fluido a la turbina; en el caso de vapor de agua, el intercambio de calor provocaría que la calidad bajara a valores inaceptables en el interior de la turbina.

Lo que se hace en la realidad es extraer vapor de la turbina que se lleva a intercambiadores de calor donde el vapor cede su energía al agua de alimentación que va a la fuente de calor.

Para el Ciclo Binario, consideramos que no sería conveniente utilizar la regeneración de esta forma debido a que la caída de entalpías que tiene lugar en la turbina para los diferentes fluidos de trabajo no es muy grande, de tal forma que si extraemos vapor, que aún no se ex pande, de la turbina, reduciríamos la generación de en gía; por otro lado, como a la salida de la turbina ten mos un vapor que aún posee energía (aunque ésta ya no se aproveche en la turbina), es conveniente utilizar es te vapor para hacerlo pasar por un regenerador. Se debe notar que la regeneración, en esta forma, es del tipo de la usada en una turbina de gas en la que se aprovechan los gases de salida de la turbina para calentar el aire proveniente del compresor antes de su paso por la cámara de combustión donde se le añade calor.

En las Figs. II.9 y II.10, se muestran un esquema y un diagrama, simplificados, de un Ciclo Regenerativo para vapor de agua.

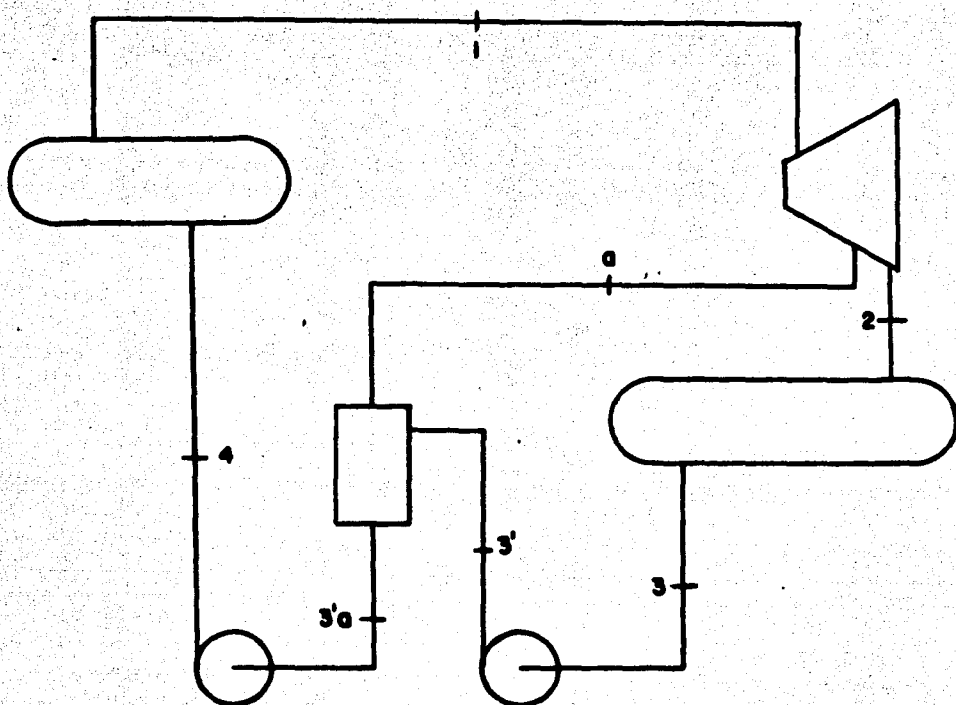


Fig.II.10

En este caso se tienen dos bombas; la bomba de condensado sirve para elevar la presión hasta el valor para el cuál, con la cantidad de vapor con la que se mezcla el agua, se tenga líquido saturado a la salida del intercambiador-regenerador, la bomba de alimentación lleva hasta la presión de alta al líquido saturado proveniente del intercambiador-regenerador.

Las Figs. II.11 y II.12 muestran el Ciclo con Regeneración que se analizará más adelante.

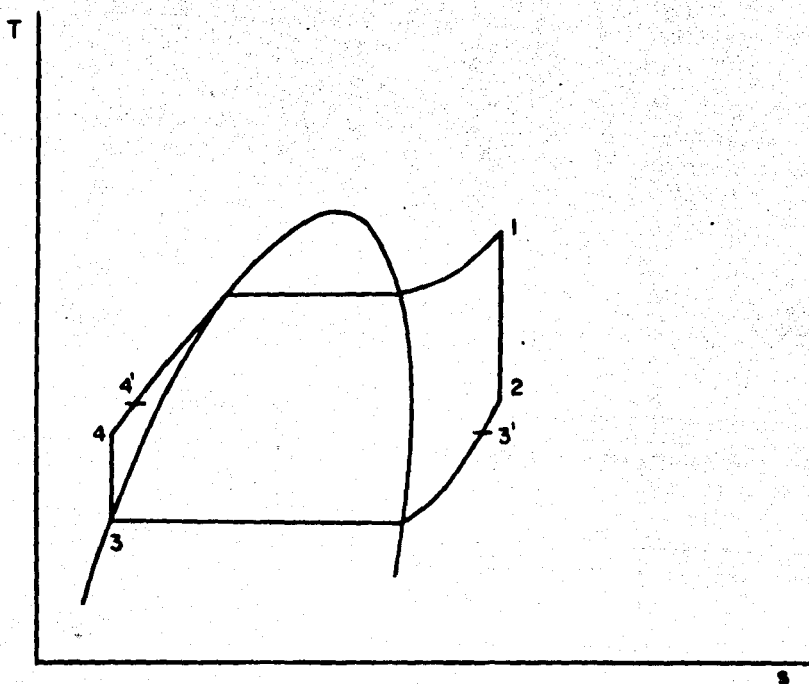


Fig.II.11

En la Fig. II.11, tenemos un diagrama de un Ciclo Rankine simple, pero es necesario tomar en cuenta que el calor rechazado de 2 a 3', se transmite al líquido llevándolo de 4 a 4' y por lo tanto, se requiere de menos --energía de la salmuera, aunque esto no representa una ventaja muy grande, puesto que el calor de la salmuera no implica ningún gasto. Por otro lado, se tiene otra ventaja más importante, que es la cantidad menor de calor rechazado al medio ambiente, esto da como resultado un menor sistema de agua de circulación ó de enfriamiento.

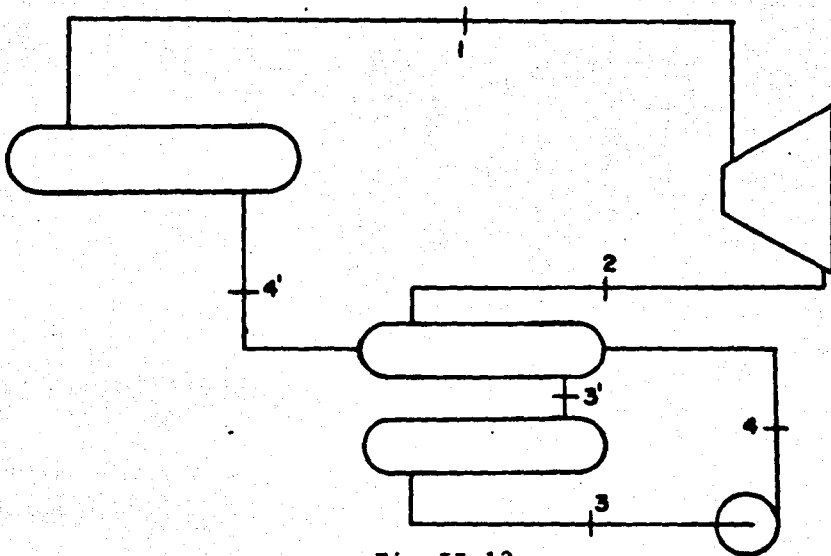


Fig. II.12

Para el Ciclo Regenerativo tendremos cantidades diferentes de calor absorbido y rechazado que en el Ciclo Rankine simple. Tendremos entonces que el calor absorbido es:

$$Q_H = m (h_1 - h_{4'})$$

el calor añadido por unidad de masa es:

$$q_H = h_1 - h_{4'}$$

y el calor rechazado es:

$$Q_R = m (h_{3'} - h_3)$$

el calor rechazado por unidad de masa es:

$$q_R = h_{3'} - h_3$$

La eficiencia termodinámica también varía, puesto que estamos aprovechando mejor el calor que entra al sistema.

Luego, para la eficiencia del ciclo tenemos:

$$\eta_c = \frac{w_T - w_B}{q_H}$$

$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

Ya que $h_{4'} > h_4$ tendremos entonces que la eficiencia termodinámica de un ciclo regenerativo es mayor que la de un ciclo Rankine simple.

II.3 DIVERGENCIAS ENTRE EL CICLO IDEAL Y EL CICLO REAL.

El Ciclo Rankine real diverge del ideal, debido a que los procesos no son ideales, ya que se tienen pérdidas durante su realización.

Pérdida de Presión: Las pérdidas de presión tienen lugar en los intercambiadores de calor y en las tuberías. Esto provoca que se tenga que elevar la presión en la bomba hasta un valor mayor que el ideal para poder compensar dichas pérdidas y tener la presión ideal a la entrada a la turbina.

Por otro lado, en caso de añadir un regenerador al ciclo, se tendrá que la presión a la salida de la turbina será mayor que en el condensador por lo que la potencia de salida será menor que la potencia ideal.

Pérdidas de Calor: Las pérdidas de calor, menos importantes que las anteriores, se dan a lo largo de las tuberías, provocando que el fluido de trabajo llegue con menor temperatura a la turbina que con la que salió de los intercambiadores del calor.

Pérdidas en las Máquinas: Las pérdidas en la turbina y en la bomba, están asociadas con el flujo de substancia de trabajo y con la conversión de la energía térmica a mecánica y de ésta a energía eléctrica en la turbina, y de manera inversa en la bomba.

En nuestro caso hemos considerado que las pérdidas de presión y las pérdidas de calor no existen y sólo hemos tomado en cuenta las pérdidas en máquinas.

Ya que, es imposible realizar procesos adiabáticos y reversibles, y como no se conoce a fondo el comportamiento del fluido a lo largo del proceso, lo que se hace es definir, empíricamente, la eficiencia isoentrópica del dispositivo que proporcione ó que se le dé trabajo.

Para la turbina:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real entregado a la turbina}}{\text{Trabajo ideal, isoentrópico, calculado}}$$

Luego, tomando en cuenta la ecuación VIII (a) y si la entalpía real con que sale el fluido de la turbina es h_2 , tenemos:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Como vemos al conocer el valor de η_T , fijamos el valor de h_2 , y con este determinamos las demás propiedades del Ciclo al conocer, también, la presión a la salida de la turbina.

Para la bomba tenemos que la eficiencia isoentrópica es:

$$\eta_B = \frac{\text{Trabajo ideal isoentrópico, necesario, para elevar la presión del fluido}}{\text{Trabajo real que se le debe entregar a la bomba}}$$

o bien, de acuerdo con la ecuación II (a) y si la entalpía real con la que sale de la bomba es h_4 , tenemos:

$$\eta_B = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Por último, las energías, ya sean proporcionadas por ó a las dispositivas, se verán afectadas por sus eficiencias mecánicas que también son estimadas empíricamente.

Por lo anteriormente explicado, vemos que es posible estudiar un ciclo real mediante el análisis de uno ideal; dependiendo del grado de aproximación que se quiera tener, se deberán tomar en cuenta los factores que intervengan en los procesos involucrados en el ciclo, ya sea en lo que se refiere a pérdidas en los procesos del ciclo ó a necesidades de energía del equipo auxiliar.

A continuación mencionaremos las principales pérdidas que se tienen a lo largo del ciclo y una representación aproximada en los diagramas T-s.

Pérdidas de presión en intercambiadores y tubería, y -- pérdida de calor en tuberías. Como se ve es necesario elevar la presión hasta P_{11} (que, idealmente, sería la del punto 11) para poder llegar a la presión de 1. Nótese, también, que la temperatura de 1 es menor que la de 1'1 (si sólo se perdiera presión en la tubería) debido a las pérdidas de calor.

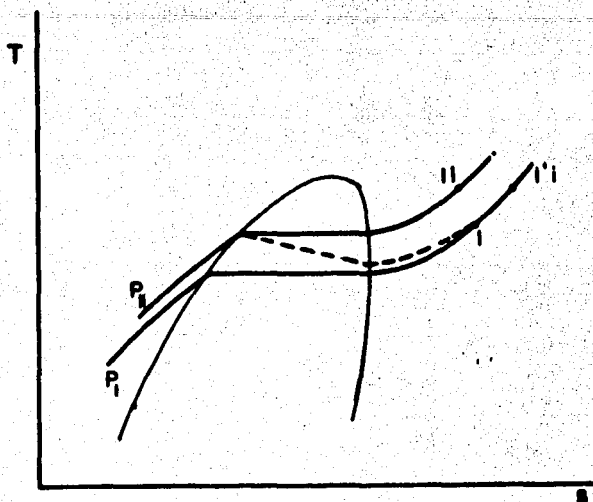


Fig.II.13

Pérdidas en la turbina. Debidas a que el proceso de expansión no es isentrópico, en este caso el flujo de calor al exterior tiene una importancia secundaria. Como se ve en 2 se tiene un aumento de entropía, con respecto a $2s$.

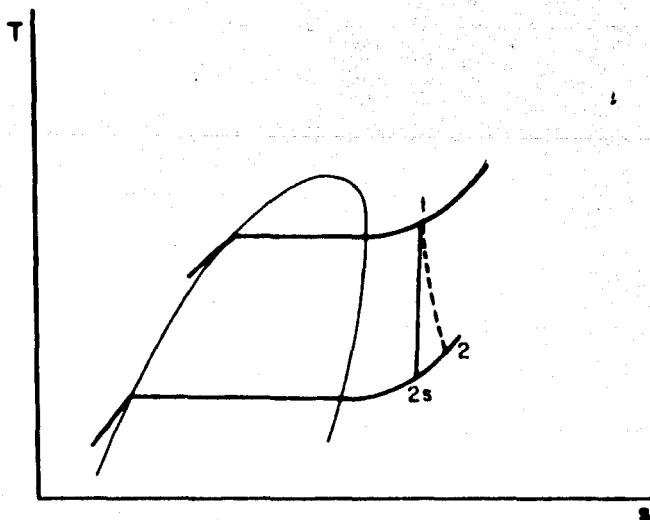


Fig.II.14

Pérdidas en la bomba y en caso de que existiera un regenerador. En la bomba se tiene el mismo caso que en la turbina, la entropía en 4 es mayor que la de 4s. Si tenemos un regenerador, la presión en 2 será mayor que la de 2i, debido a efectos de fricción en el mismo regenerador, dando como resultado una menor expansión.

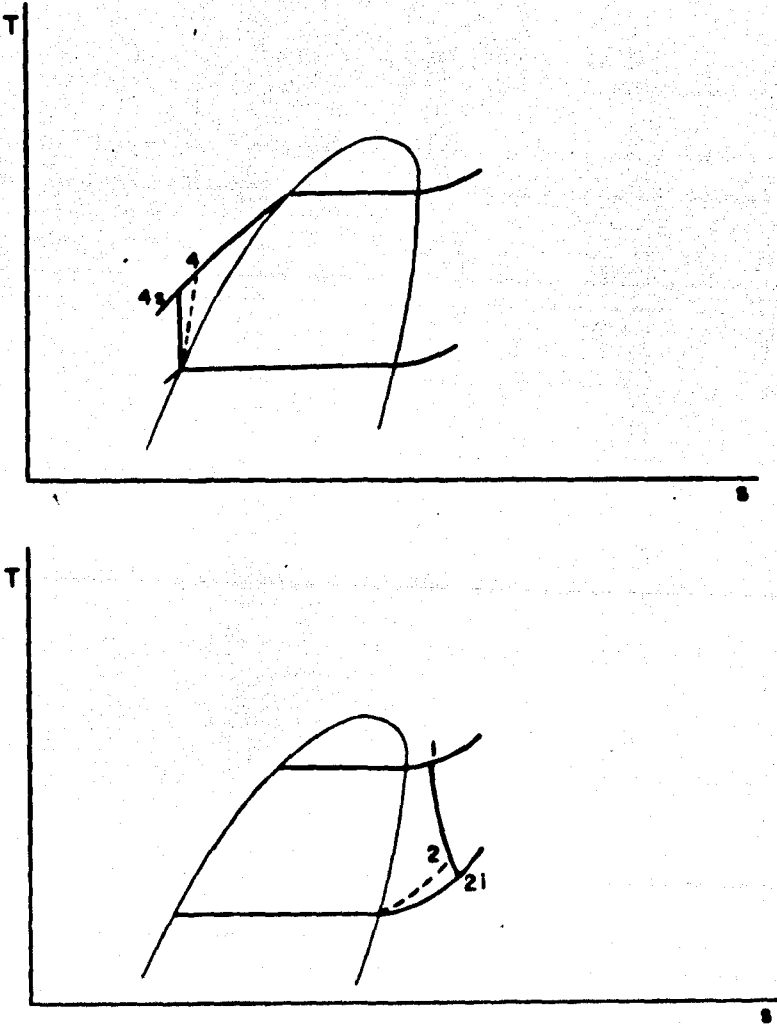


Fig. II.15

III. ANALISIS DE LA MAXIMA EFICIENCIA POSIBLE PARA UN CICLO BINARIO.

Se hizo este análisis debido a que no se consideró que el Ciclo de Carnot representa un buen criterio de comparación con el Ciclo Binario, ya que el Ciclo de Carnot considera una Fuente de Energía y un Sumidero de Calor infinitos, y procesos de absorción y rechazo de calor a temperatura constante, que no los tenemos en nuestro caso; sin embargo, se considerará que se tienen procesos ideales reversibles, independientes del fluido de trabajo. El análisis que se realizará, será entonces, de un Ciclo Rankine totalmente ideal.

Veamos la figura siguiente:

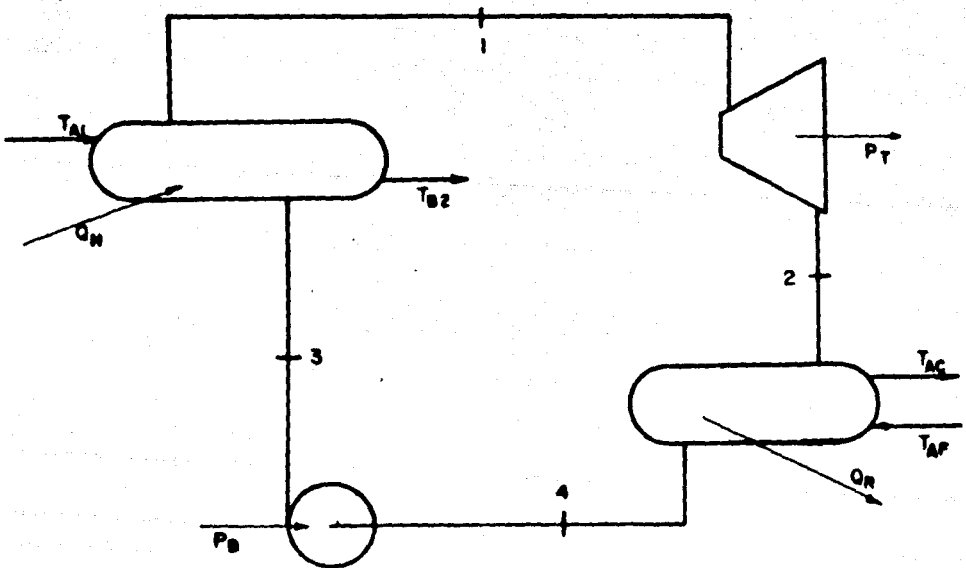


Fig. III.1

Trabajo neto de la planta:

$$P_N = P_T + P_B \quad \text{I}$$

$$\delta \quad P_N = Q_H + Q_R \quad \text{I (a)}$$

Tenemos que, considerando que no hay caídas de presión:

$$Q_H = M \int_3^1 T ds \quad \text{II}$$

$$Q_R = M \int_2^4 T ds \quad \text{III}$$

Y si los intercambiadores y condensador son adiabáticos:

$$Q_H = W_A \int_{B2}^{A1} T ds_A \quad \text{IV}$$

$$Q_R = W_C \int_{AC}^{AF} T ds_C \quad \text{V}$$

Luego sustituyendo:

$$P_N = W_A \int_{B2}^{A1} T ds_A + W_C \int_{AC}^{AF} T ds_C \quad \text{VI}$$

Ahora bien, considerando que los acercamientos en los intercambiadores son iguales a cero, que no hay elevación de temperatura en la compresión y como la condensación se realiza a temperatura constante, tendremos:

$$T_1 = T_{A1}$$

$$T_2 = T_{AF}$$

$$T_3 = T_{AF}$$

$$T_4 = T_{B2} = T_{AF}$$

En un diagrama T-s, tendremos lo siguiente:

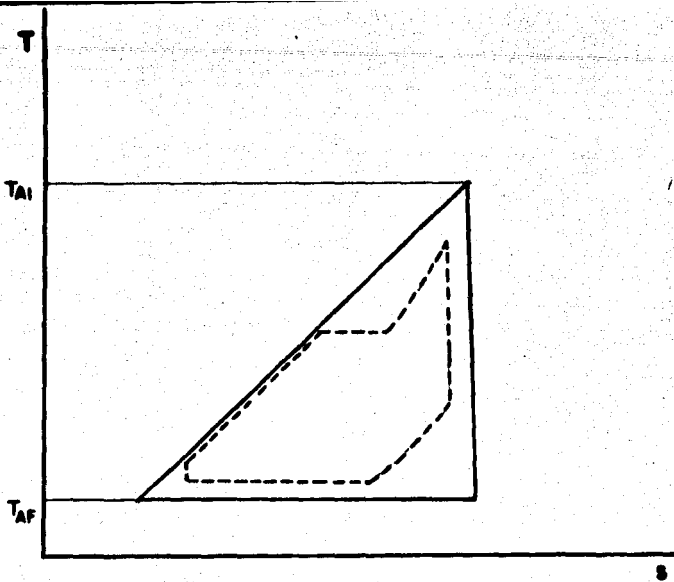


Fig. III.2

Con línea continua se muestra la idealización del -- ciclo, consideramos que a la salmuera se le extrae -- toda la energía disponible que tenga (desde T_{A1} hasta T_{AF}). Con línea punteada se muestra el ciclo, -- ideal, que sería posible si en los procesos no hubie -- ra pérdidas de energía.

Entonces el trabajo neto es:

$$P_N = W_A \int_{AF}^{A1} T ds_A + W_C T_{AF} \int_{AC}^{AF} ds_C \quad \text{VII}$$

Ahora bien, tenemos que, ya que la absorción de calor es desde T_{AF} hasta T_{A1} :

$$Q_H = Q_D$$

$$Q_D = W_A \int T ds_A \quad \text{VIII}$$

Por el teorema del valor medio del cálculo integral:

$$\bar{T}_A = \frac{\int T ds_A}{\int ds_A}$$

por lo tanto:

$$Q_D = W_A \bar{T}_A \int ds_A \quad \text{IX}$$

Ahora bien, podemos considerar que el calor específico del recurso geotérmico se mantiene constante:

Si,

$$ds_A = \frac{C_{PA}}{T} dT \quad \text{X}$$

Entonces,

$$\bar{T}_A = \frac{\int T ds_A}{\int ds_A} \quad \text{XI}$$

$$\bar{T}_A = \frac{C_{PA} \int T (1/T dT)}{C_{PA} \int \frac{dT}{T}} \quad \text{XII}$$

$$\bar{T}_A = \frac{T_{A1} - T_{AF}}{\ln \frac{T_{A1}}{T_{AF}}} \quad \text{XIII}$$

Haciendo un balance de entropía:

$$S_P = W_A \int ds_A + W_C \int ds_C \quad \text{XIV}$$

pero $S_P = 0$ ya que los procesos son reversibles:

Entonces,

$$ds_C = -\frac{W_A}{W_C} \int ds_A \quad \text{XV}$$

Luego el trabajo neto es:

$$P_N = W_A \bar{T}_A \int ds_A - W_A T_{AF} \int ds_A$$

6,

$$P_N = (\bar{T}_A - T_{AF}) W_A \int ds_A \quad \text{XVI}$$

Si la eficiencia se define como:

$$\eta = \frac{P_N}{Q_H}$$

Tendremos entonces:

$$\eta = \frac{(\bar{T}_A - T_{AF}) W_A \int ds_A}{\bar{T}_A W_A \int ds_A}$$

6,

$$\eta = \frac{\bar{T}_A - T_{AF}}{\bar{T}_A} \quad \text{XVII}$$

En cambio para un Ciclo de Carnot, tenemos:

Como la fuente de energía es infinita, $T_{B2} = T_{A1} = T_A$

Como el calor es absorbido a temperatura constante:

$$Q'_D = W_A T_A \int ds_A \quad \text{XVIII}$$

Sustituyendo Q'_D en lugar de Q_D en la expresión del trabajo neto:

$$\begin{aligned} P_N &= W_A T_A \int ds_A - W_A T_{AF} \int ds_A \\ &= (T_A - T_{AF}) W_A \int ds_A \quad \text{XIX} \end{aligned}$$

Luego la eficiencia del Ciclo de Carnot, es:

$$\eta_{CC} = \frac{(T_A - T_{AF}) W_A \int ds_A}{T_A W_A \int ds_A}$$

$$\eta_{cc} = \frac{T_A - T_{AF}}{T_A}$$

$$\eta_{cc} = \frac{T_{A1} - T_{AF}}{T_{A1}}$$

XX

Se puede notar que la eficiencia del Ciclo de Carnot resultara mayor que la obtenida para el Ciclo Binario, para las mismas condiciones de recurso geotermico y sumidero de calor, ya que \bar{T}_A es menor que T_{A1} .

Para nuestras condiciones:

$$T_{A1} = 337.1^\circ\text{F} = 797.1 \text{ R}$$

$$T_{AF} = 89.6^\circ\text{F} = 549.6 \text{ R}$$

De XIII:
$$\bar{T}_A = \frac{797.1 - 549.6}{\ln \frac{797.1}{549.6}} = 665.699 \text{ R}$$

$$\bar{T}_A = 205.699^\circ\text{F}$$

Luego tenemos que para el Ciclo Binario:

De XVII:

$$\eta_{cmax} = \frac{665.699 - 549.6}{665.699}$$

$$\eta_{cmax} = 0.1744$$

$$\eta_{cmax} = 17.44 \%$$

Para el Ciclo de Carnot:

De XX

$$\eta_{cc} = \frac{797.1 - 549.6}{797.1}$$

$$\eta_{cc} = 31.05\%$$

Como se ve, si toda la energía del recurso fuera introducida al ciclo, la máxima eficiencia que se podría obtener sería de 17.44%.

Definamos a la eficiencia de utilización del recurso para el Ciclo Binario como:

$$\gamma_R = \frac{\text{Energía absorbida en los intercambiadores de calor}}{\text{Energía disponible de la salmuera}}$$

$$\gamma_R = \frac{Q_H}{Q_D}$$

XXI

Donde, aplicando la 1ª Ley de la Termodinámica a los intercambiadores de calor:

$$Q_H = W_A (h_{A1} - h_{B2})$$

Considerando que el calor específico de la salmuera se mantiene constante:

$$Q_H = W_A C_{PA} (T_{A1} - T_{B2})$$

Luego tendremos que:

$$Q_D = W_A C_{PA} (T_{A1} - T_{AF})$$

Sustituyendo en XXI:

$$\gamma_R = \frac{W_A C_{PA} (T_{A1} - T_{B2})}{W_A C_{PA} (T_{A1} - T_{AF})}$$

$$\gamma_R = \frac{T_{A1} - T_{B2}}{T_{A1} - T_{AF}}$$

XXI (a)

Nótese que para tener un 100% de eficiencia de utilización del recurso, es necesario que $T_{AF} = T_{B2}$, lo que es imposible, ya que como enfriamos al fluido de trabajo con un medio que está a T_{AF} , el fluido de trabajo siempre -- tendrá una temperatura, T_4 , mayor que T_{AF} y al entrar a los intercambiadores T_{B2} siempre será mayor que T_4 , por lo tanto, T_{B2} estará siempre por encima de T_{AF} y por consiguiente, γ_R nunca será 1.

Por otro lado, no podremos tener una eficiencia, del Ciclo Termodinámico, igual a la eficiencia máxima debido a que los procesos no son reversibles y por lo tanto, se tendrán pérdidas de energía que no podrán evitarse.

Vemos entonces que el aprovechamiento de la energía en el Ciclo Binario está dado por el producto de la eficiencia de utilización del recurso y la eficiencia del Ciclo Termodinámico:

$$\phi = \gamma_R \times \eta_c$$

XXII

Como cada una de ellas depende del tipo de fluido de trabajo utilizado, tendremos que el producto es un buen criterio de selección de fluidos de trabajo, ya que habrá algunos que tengan una alta η_c pero baja γ_R y viceversa. Sustituyendo los valores de γ_R y η_c en la expresión de tenemos:

$$\phi = \frac{Q_H}{Q_D} \times \frac{P}{Q_N}$$

$$\phi = \frac{P}{Q_D}$$

XXIII

Podemos deducir entonces, que el hecho de buscar la ϕ máxima implica buscar el fluido que entregue más energía a la turbina, ya que Q_D permanece constante. Por lo -- tanto, el criterio de selección será el de hallar el -- fluido que proporcione la mayor energía a la turbina.

IV CICLO SUBCRITICO Y CICLO SUPERCRITICO

IV.1 CICLO SUBCRITICO

El Ciclo Subcrítico se denomina así porque en este caso el calentamiento del fluido de trabajo se realiza por debajo del punto crítico, ó sea, pasando por la región de vapor húmedo:

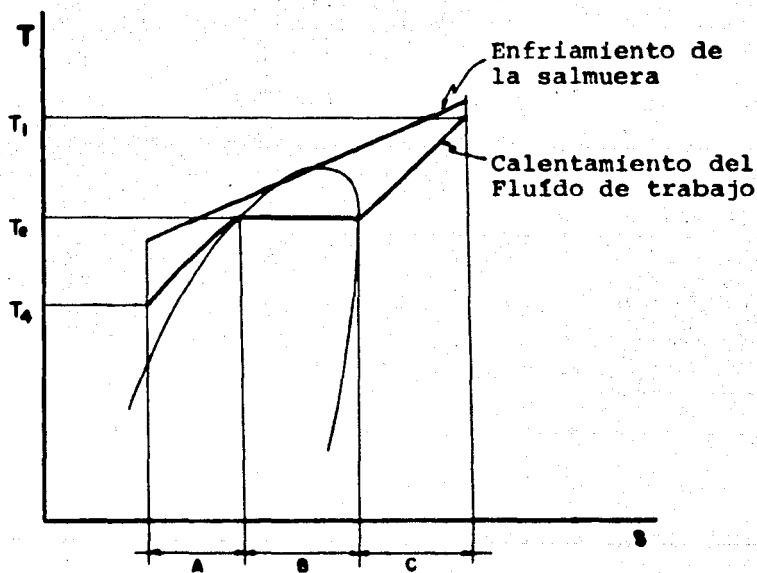


Fig. IV.1

Se pueden distinguir tres zonas:

- A. **Precalentamiento.**- En esta zona el fluido se lleva desde la condición de líquido subenfriado hasta la del líquido saturado. En este caso el flujo en los intercambiadores utilizados en el Ciclo Binario es de una sola fase.
- B. **Evaporación.**- El fluido pasa de la condición de líquido

do saturado a la de vapor saturado. El proceso se realiza a temperatura constante; en el evaporador se realiza un cambio de fase y, por lo tanto, el flujo en este caso es de dos fases.

Sobrecalentamiento.- El fluido se lleva desde la condición de vapor saturado hasta la de vapor sobrecalentado. El flujo en el sobrecalentador es, nuevamente de una só la fase.

El haber dividido el calentamiento en tres zonas no implica tener tres intercambiadores necesariamente, sino que se divide para poder tener facilidad de análisis -- del proceso de calentamiento.

Podemos notar que los perfiles de enfriamiento, de la salmuera, y de calentamiento del fluido de trabajo, -- (ver Fig. IV.1) se acercan en donde el fluido de trabajo alcanza la condición de líquido saturado, ó sea, a la salida del precalentador, ó entrada del evaporador.

No es posible seleccionar una presión arbitraria puesto que, el acercamiento en el evaporador puede hacerse muy grande ó muy pequeño ó inclusive menor que cero, dependiendo del gasto que se maneje; por lo tanto, dicho -- acercamiento será una variable en la selección de la -- presión de trabajo como se verá posteriormente.

Vemos entonces que, el flujo de calor no es uniforme a lo largo de los intercambiadores, debido a que las líneas de calentamiento y enfriamiento no son paralelas.

IV.2 CICLO SUPERCRITICO.

En el Ciclo Supercrítico el calentamiento se hace por encima del punto crítico, ó sea, sin pasar por la región de vapor húmedo.

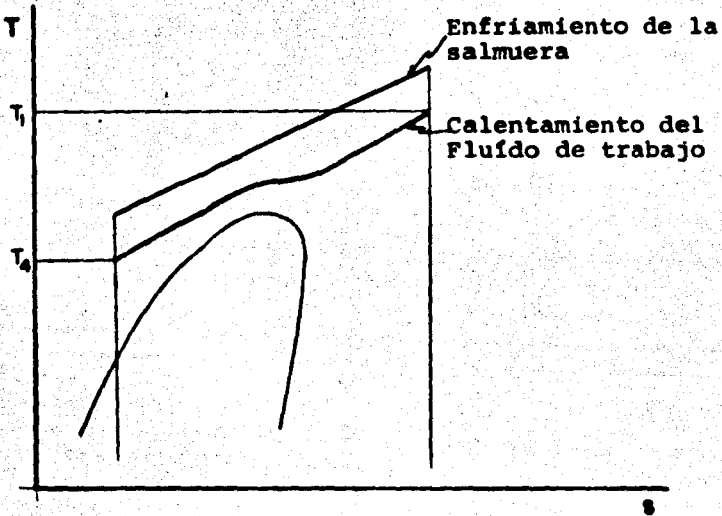


Fig.IV.2

En este caso, no podemos definir ninguna zona de evaporación, pues no podemos saber con seguridad en que punto tenemos vapor sobrecalentado y en cuál tenemos líquido subenfriado.

Por otro lado, en el Ciclo Supercrítico los perfiles de enfriamiento, de la salmuera, y de calentamiento, del fluido de trabajo, tienden a ser paralelos, esto es, -- las diferencias de temperatura entre la salmuera y el fluido de trabajo a lo largo del intercambiador no varían entre sí; esto implica que el flujo de calor sea más uniforme que en el caso del Ciclo Subcrítico.

Si sabemos que el área que hay debajo de la curva representa la energía absorbida, tendremos entonces que en el Ciclo Supercrítico se absorbe más energía que en el Subcrítico.

Estudios realizados han revelado que el Ciclo Supercrítico tiene una eficiencia mayor que el Ciclo Subcrítico; sin embargo, la elección de cualquiera de los dos depende de varias condiciones:

- Temperatura del Fluido Geotérmico
- Fluido de Trabajo que se utilizará

Dependiendo del acercamiento que se tenga en el intercambiador de calor, el fluido de Trabajo podrá alcanzar una temperatura (T_1) superior a la temperatura crítica, sin embargo, si esa temperatura (T_1) no está muy por encima de la temperatura crítica se corre el riesgo de que se realice parte de la expansión dentro de la región de vapor húmedo, con una calidad inaceptable para el funcionamiento de la turbina (ver Fig. IV.3)

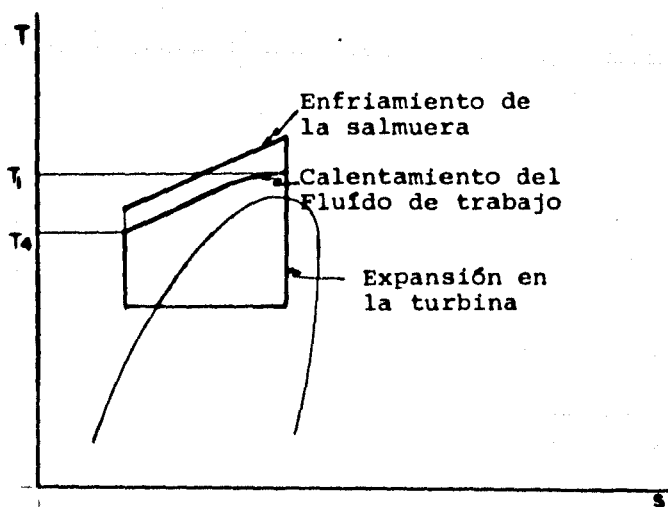


Fig. IV.3

V. MEMORIA DE CALCULOS

Para la realización de los cálculos del Ciclo Binario se hicieron las siguientes suposiciones:

No existen caídas de presión en tuberías, intercambiadores de calor y condensador.

No existen caídas de temperatura en tuberías.

El fluido geotérmico permanece en estado líquido a su paso por los intercambiadores de calor y su calor específico es igual al del agua.

Se tiene el siguiente diagrama esquemático del Ciclo Binario Simple:

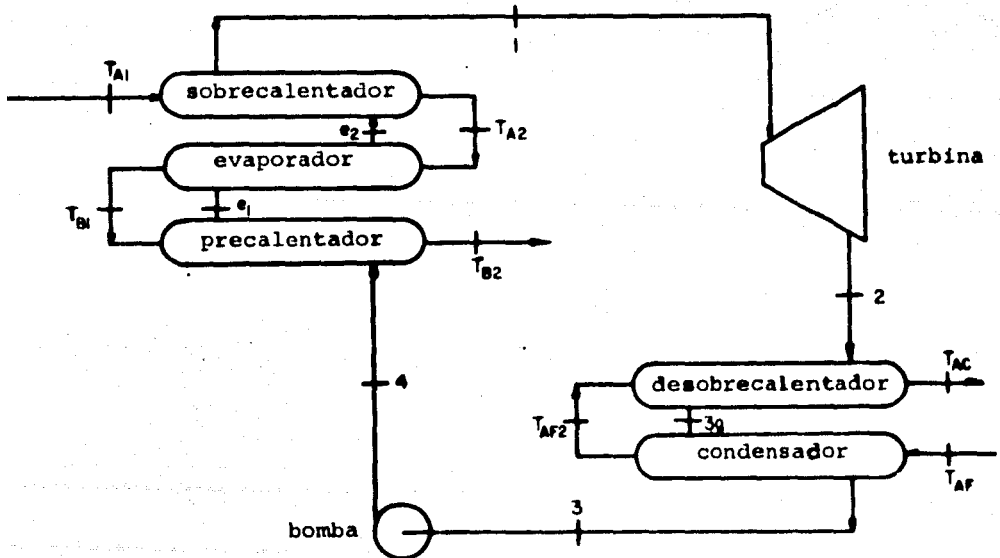


Fig.V.1

Tenemos como datos:

1. Temperatura y gasto de la fuente geotérmica.
2. Temperatura del sumidero de calor (temperatura del agua disponible para el sistema de agua de circulación).
3. Acercamiento en el sobrecalentador y en el evaporador.
4. Acercamiento y rango del condensador.
5. Eficiencias isoentrópicas de la bomba y de la turbina.
6. Eficiencias mecánicas de bomba, turbina, motor de la bomba y generador.

1 y 2 son datos reales de la fuente geotérmica y de las condiciones del lugar donde se localiza.

Los datos del punto 3 se tomaron de las referencias en donde se recomienda un acercamiento para el sobrecalentador, no menor de 25°F entre las temperaturas de entrada de la salmuera y de salida del fluido de trabajo (para intercambiadores de contraflujo). El acercamiento en el evaporador se refiere a la diferencia de temperaturas entre la salida de la salmuera y la entrada del fluido de trabajo. En este punto es donde las curvas de enfriamiento de la salmuera, y de calentamiento del fluido de trabajo, se encuentran más próximas. Dicho acercamiento no debe ser menor de 10°F. A continuación se tiene una figura en la que se muestra lo enunciado anteriormente.

Con I se representa la curva de enfriamiento de la salmuera que se puede considerar lineal, ya que, si la salmuera permanece en estado líquido, la relación entre la entalpía y la temperatura es lineal.

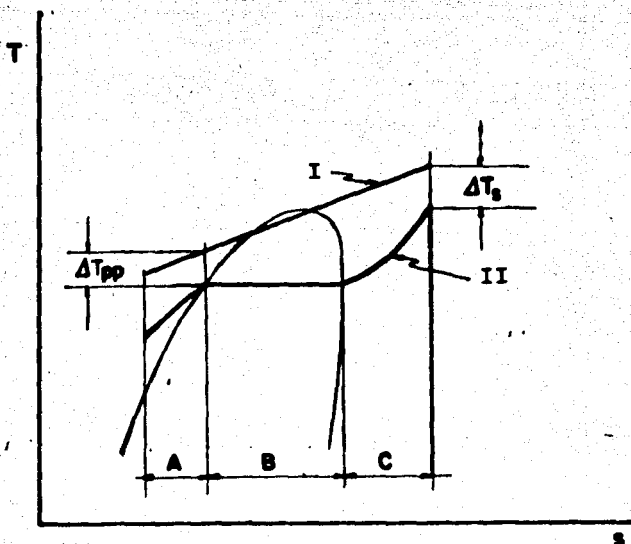


Fig.V.2

Con II se representa la curva de calentamiento del fluido de trabajo a presión constante. Podemos distinguir - las tres zonas de calentamiento mencionadas anteriormente:

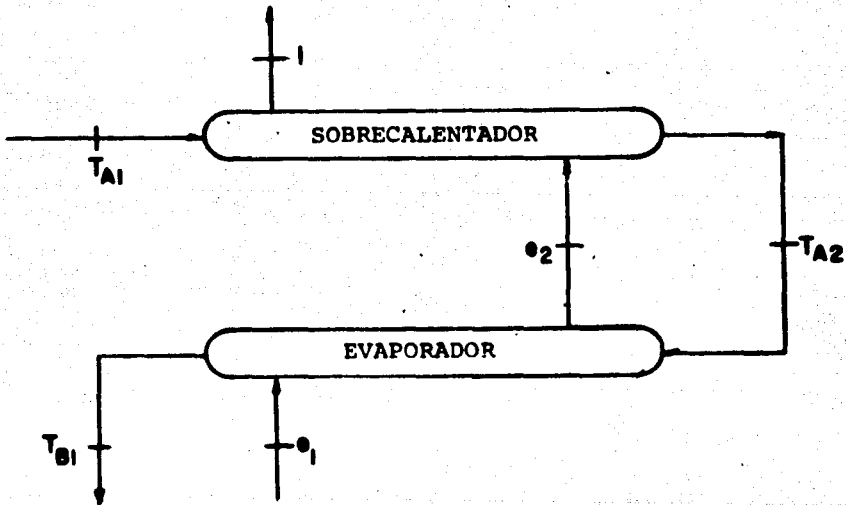
A Precalentamiento.- Elevación de temperatura, transmisión de calor sensible.

B Evaporación.- Proceso a temperatura constante, transmisión del calor latente de evaporación.

C Sobrecalentamiento.- Elevación de temperatura, nuevamente transmisión de calor sensible.

Se puede notar, entonces, que al seleccionar ΔT_s y ΔT_{pp} , de antemano, se fija la curva de enfriamiento para una determinada línea de presión constante del fluido de trabajo. Luego, el gasto de fluido de trabajo máximo, que se pueda llevar hasta las condiciones de entrada de la turbina (1) estará determinado por ΔT_s y ΔT_{pp} , ya que al

conocer la presión de entrada a la turbina, se conocen las condiciones de saturación en el evaporador. Con el ΔT_{pp} queda fijada la temperatura de la salmuera a la salida del evaporador (T_{B1}), y con ΔT_s quedarán fijadas las condiciones de sobrecalentamiento del fluido de trabajo a la salida del sobrecalentador, por lo tanto, la única incognita que queda es el gasto del fluido de trabajo. A continuación se muestra un balance de calor en el evaporador y sobrecalentador:



Seleccionando P_1 , tenemos:

$$T_{e1} = T_s$$

@ P_1

$$h_{e1} = h_f$$

Luego, si $T_{B1} - T_{e1} = \Delta T_{pp}$, entonces:

$$T_{B1} = T_{e1} + \Delta T_{pp} \quad (1)$$

Además:

$$T_{A1} - T_1 = \Delta T_s$$

Entonces:

$$T_1 = T_{A1} - \Delta T_s \quad (2)$$

Y,

$$h_1 @ \begin{matrix} P_1 \\ T_1 \end{matrix}$$

Luego, haciendo un balance de energía en el sobrecalentador y evaporador tomándolos como una unidad:

$$W_A C_{PA} (T_{A1} - T_{B1}) = M (h_1 - h_{e1})$$

De donde, considerando $C_{PA} = 1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$,

$$M = \frac{W_A (T_{A1} - T_{B1})}{h_1 - h_{e1}} \quad (3)$$

El punto 4 también fué tomado de las referencias, donde se indica que el acercamiento en el condensador no debe ser menor de 5°F y el rango del condensador no debe exceder de 15 ó 20°F . El comportamiento de la temperatura del agua de circulación en el condensador se muestra en la Fig. V.3.

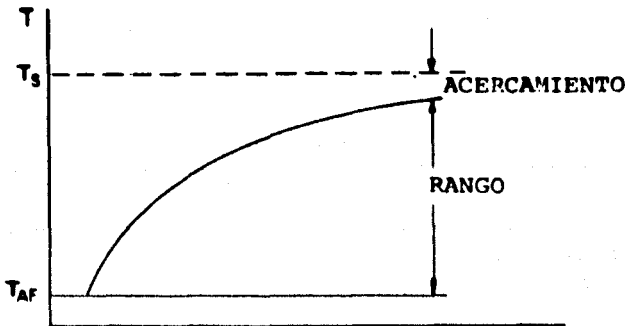


Fig.V.3

Luego, la temperatura de saturación está dada por:

$$T_s = T_{AF} + \text{Rango} + \text{Acercamiento} \quad (4)$$

y considerando que el condensador sólo quita el calor latente al fluido de trabajo, tendremos que la T_s es igual a T_3 (ver Fig.V.1) y que la presión en el condensador será la presión de saturación a la temperatura T_s , y como no tenemos pérdidas de presión, esa será la presión a la salida de la turbina.

El punto 5 se refiere a que los procesos de expansión y de compresión no son isoentrópicos y que, por lo tanto, existe una eficiencia isoentrópica que, según los datos obtenidos en las referencias, varía de 0.85 a 0.90 para la turbina y es 0.75 aproximadamente para la bomba.

El punto 6 se refiere a las pérdidas mecánicas de las máquinas; en este caso los datos obtenidos de referencias son de 0.98 para la turbina, 0.97 para el generador y de 0.80 para el conjunto bomba-motor.

Considerando una expansión isoentrópica en la turbina, -- tendremos entonces que, de tablas ó diagramas P-h correspondientes:

$$s_1 \quad @ \quad \begin{matrix} P_1 \\ T_1 \end{matrix}$$

Y entonces,

$$h_{2s} \quad @ \quad \begin{matrix} P_2 = P_s \\ s_2 = s_1 \end{matrix}$$

Luego el trabajo isoentrópico proporcionado por el fluido de trabajo a la turbina es:

$$w_T = h_1 - h_{2s} \quad (5)$$

y la potencia correspondiente es:

$$P_T = M \cdot w_T$$

$$P_T = M(h_1 - h_{2s}) \quad (6)$$

Ahora bien, podemos notar que la máxima potencia entregada por la turbina depende de la presión a la salida de la bomba elegida y, por lo tanto del gasto de fluido de trabajo y de la caída de entalpías en la expansión.

En seguida, se elaboró la siguiente tabla en la que se seleccionaron varias presiones para una sola temperatura de entrada a la turbina (T_1). Los valores de las variables se obtuvieron siguiendo el procedimiento antes mostrado.

$$P_1 \quad h_1 \quad s_1 = s_{2s} \quad h_{2s}(P_3) \quad T_e(P_1) \quad T_{B1} \quad h_{e1}(P_1) \quad h_1 - h_{2s} \quad M \quad M(h_1 - h_{2s})$$

La tabla fué desarrollada para varios fluidos de trabajo, buscando el fluido que proporcionara la mayor potencia - isoentrópica (que está en relación directa con la potencia real mediante las eficiencias).

Con los resultados de las tablas, se selecciona el fluido de trabajo que proporcione mayor potencia y se completa el balance de energías de todo el ciclo de la siguiente manera:

Al seleccionar P_1 tenemos que, al realizar un proceso -- de compresión isentrópica en la bomba:

$$h_{4s} = v_3 (\Delta P) \frac{144}{778} + h_3 \quad (7)$$

Donde,

$$v_3 = v_f$$

$$\textcircled{a} \quad T_3 = T_s$$

$$h_3 = h_f$$

$$\Delta P = P_4 - P_3$$

$$\Delta P = P_1 - P_3 \quad (8)$$

Si:

$$\eta_b = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Entonces:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_b} \quad (9)$$

Luego:

$$T_4 \quad \textcircled{a} \quad \begin{matrix} h_4 \\ P_4 = P_1 \end{matrix}$$

Para el punto 2 de la Fig. V.1, tenemos:

La expansión isentrópica es: $h_1 - h_{2s}$

$$\text{Si: } \eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Entonces:

$$h_2 = h_1 - \eta_T(h_1 - h_{2s}) \quad (10)$$

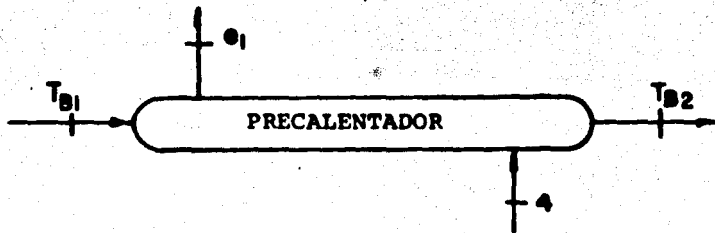
Y:

$$T_2 \quad @ \quad h_2$$

$$P_2 = P_3$$

Ahora ya tenemos conocidas las condiciones en cada uno de los puntos del Ciclo Termodinámico.

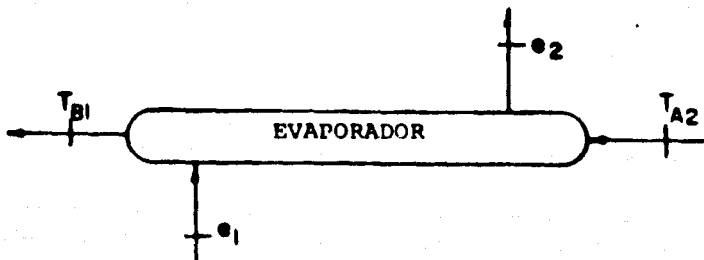
En el Precaentador:



$$W_A(T_{B1} - T_{B2}) = M(h_{e1} - h_4)$$

$$T_{B2} = T_{B1} - \frac{M}{W_A}(h_{e1} - h_4) \quad (11)$$

En el Evaporador:



Donde:

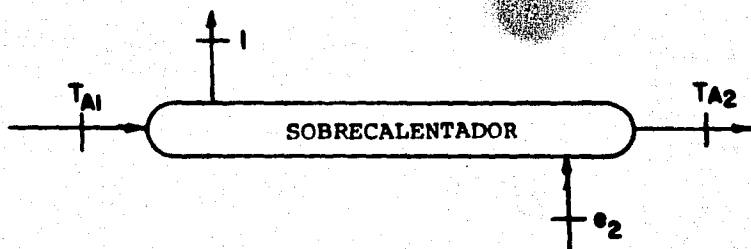
$$h_{e2} = h_g \quad @ \quad P_1$$

haciendo un balance de energía:

$$W_A (T_{A2} - T_{B1}) = M (h_{e2} - h_{e1})$$

$$T_{A2} = T_{B1} + \frac{M}{W_A} (h_{e2} - h_{e1}) \quad (12)$$

Por último, en el Sobrecalentador:



Se debe comprobar que:

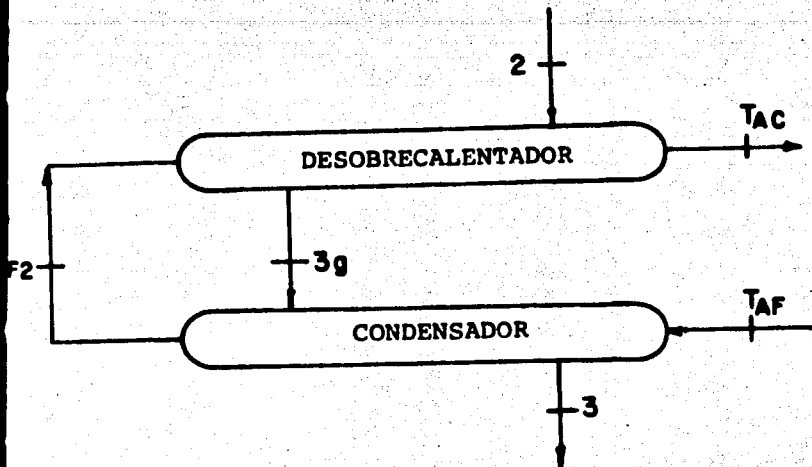
$$W_A (T_{A1} - T_{A2}) = M (h_1 - h_{e2}) \quad (13)$$

Ahora bien, el calor total absorbido en los intercambiadores es:

$$Q_H = W_A (T_{A1} - T_{B2}) \quad (14)$$

En el Condensador:

Si la expansión, en la turbina, del fluido de trabajo termina aún en condiciones de sobrecalentamiento, tendremos el siguiente arreglo:



Donde,

$$h_{3g} = h_g @ P_3$$

Tenemos que: $T_{AC} = T_{AF} + \text{Rango}$ (15)

Luego, haciendo un balance en el desobrecalentador y --
condensador como una unidad:

$$W_C C_{PC} (T_{AC} - T_{AF}) = M(h_2 - h_3)$$

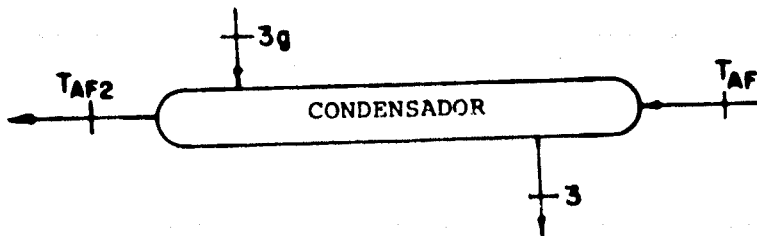
Considerando: $C_{PC} = 1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$

Tenemos entonces:

$$W_C = \frac{M(h_2 - h_3)}{T_{AC} - T_{AF}}$$

$$W_C = \frac{M(h_2 - h_3)}{\text{Rango Cond.}} \quad (16)$$

En el Condensador:

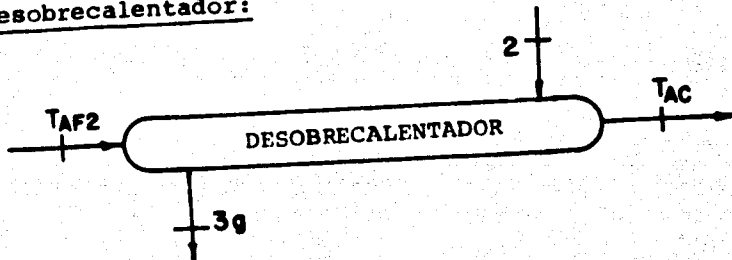


Haciendo un balance de energía:

$$W_C (T_{AF2} - T_{AF}) = M (h_{3g} - h_3)$$

$$T_{AF2} = T_{AF} + \frac{M}{W_C} (h_{3g} - h_3) \quad (17)$$

En el desobrecalentador:



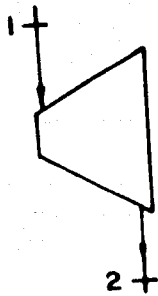
Se debe comprobar:

$$W_C (T_{AC} - T_{AF2}) = M (h_2 - h_{3g}) \quad (18)$$

El calor total rechazado es:

$$Q_R = W_C (T_{AC} - T_{AF}) \quad (19)$$

En la turbina:



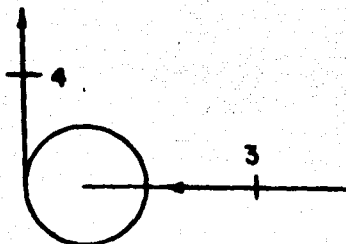
Potencia teórica de la turbina:

$$P_T = M(h_1 - h_2) \quad (20)$$

Si la eficiencia mecánica de la turbina es η_m , y la eficiencia del generador es η_G , la potencia real del turbo--generador es:

$$P_{TR} = \eta_m \times \eta_G \times P_T \quad (21)$$

En la Bomba:



La potencia teórica para elevarle la presión al fluido de trabajo es:

$$P_B = M(h_4 - h_3) \quad (22)$$

Si la eficiencia combinada bomba-motor es η_B , la potencia real para mover la bomba es:

$$P_{BR} = P_B / \eta_B \quad (23)$$

Luego, la potencia real entregada por el sistema es:

$$P_{NR} = P_{TR} - P_{BR}$$

Ahora, habiendo determinado todas las condiciones y las - entradas y salidas de energía, se calculan las eficiencias:

Eficiencia Termodinámica.

De acuerdo con la Fig. V.1:

$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (24)$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

$$\gamma_R = \frac{Q_H}{Q_D} \quad (25)$$

Donde Q_D es el calor disponible que posee la salmuera y está dado por:

$$Q_D = W_A (T_{A1} - T_{AF}) \quad (26)$$

Eficiencia Total.

$$\phi = \eta_c \times \gamma_R \quad (27)$$

Para el ciclo con regeneración tenemos el siguiente arreglo:

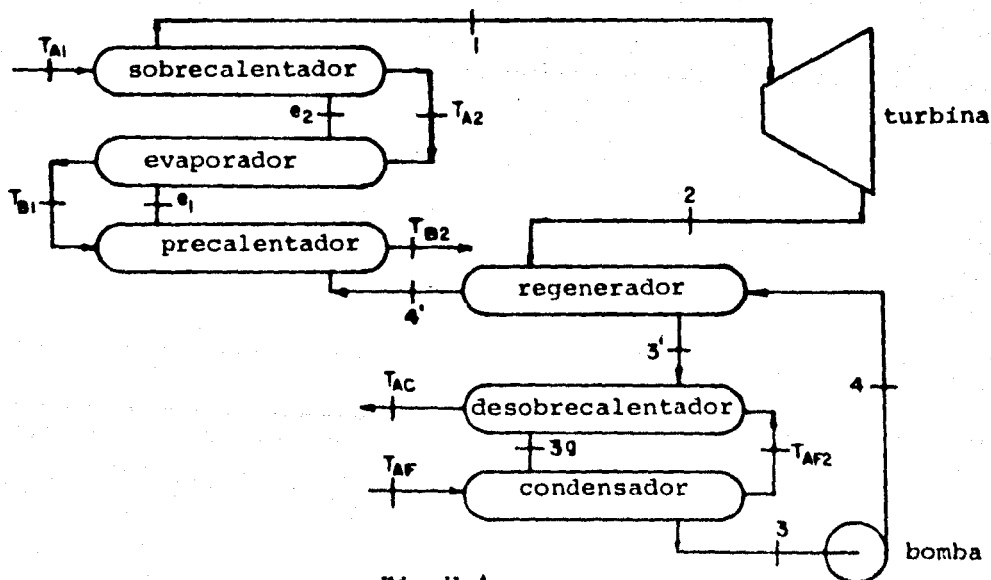


Fig.V.4

Básicamente el ciclo es lo mismo, solo se alteran las condiciones por los puntos 3' y 4'.

Considerando un acercamiento en el regenerador de 10°F ---
(Este acercamiento se tomó en base a las referencias) tenemos:

$$T_{3'} = T_4 + \text{Acercamiento regenerador} \quad (28)$$

Obtenemos:

$$h_{3'} \quad \textcircled{a} \quad T_{3'} \quad \text{(En caso de que aún se --)}$$

$$P_{3'} = P_2 \quad \text{tenga vapor sobrecalentado)}$$

Luego, haciendo un balance de energía en el regenerador:

$$h_{4'} - h_4 = h_2 - h_{3'}$$

Entonces:

$$h_{4'} = h_4 + h_2 - h_{3'} \quad (29)$$

Y obtenemos:

$$T_{4'} \quad \textcircled{a} \quad h_{4'} \quad \text{para líquido subenfriado}$$

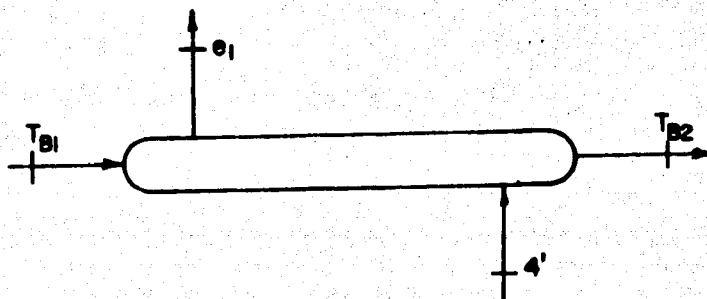
$$P_{4'} = P_4$$

Se debe cumplir:

$$T_{4'} < T_2 - 10$$

Estas condiciones afectan el tamaño del precalentador y del desobrecalentador:

En el Precalentador:



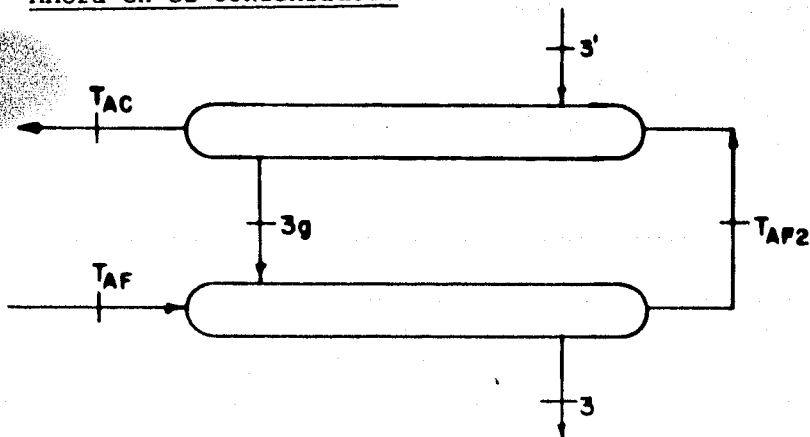
Haciendo un balance, -como el anterior:

$$T_{B2} = T_{B1} - \frac{M}{W_A} (h_{e1} - h_{4'}) \quad (30)$$

Entonces tendremos que el calor absorbido es:

$$Q_H = W_A (T_{A1} - T_{B2}) \quad (31)$$

Ahora en el Condensador:



Haciendo un balance general:

$$W_C = \frac{M(h_{3'} - h_3)}{T_{AC} - T_{AF}} \quad (32)$$

El calor rechazado es:

$$Q_R = W_C(T_{AC} - T_{AF}) \quad (33)$$

En el Desobrecalentador:

Haciendo un balance de energía:

$$T_{AF2} = T_{AC} - \frac{M}{W_C}(h_{3'} - h_{3g}) \quad (34)$$

Comprobando en el condensador:

Se debe cumplir:

$$W_C(T_{AF2} - T_{AF}) = M(h_{3g} - h_3) \quad (35)$$

Las eficiencias serán:

Eficiencia Termodinámica.

De acuerdo con la Fig. V.4:

$$\eta_C = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (36)$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

$$\gamma_R = \frac{Q_H}{Q_D} \quad (37)$$

Donde, Q_D es el mismo que en el análisis anterior:

Eficiencia Total.

$$\phi = \eta_c \times \gamma_R \quad (38)$$

La potencia neta real entregada por el sistema es igual para el ciclo con regeneración y el ciclo sin regeneración puesto que el regenerador no afecta las condiciones a la salida de la turbina ni tampoco las de entrada y salida de la bomba.

Por último se debe notar que en el diagrama del balance de energía del ciclo, la energía que entra a los intercambiadores está referida al punto cero de las propiedades termodinámicas del agua.

VI. FLUIDOS DE TRABAJO

Como se mencionó en el capítulo anterior, se analizaron varias sustancias que podrían utilizarse como fluidos de trabajo.

En la Tabla I se muestran las diferentes sustancias, sus respectivas temperatura y presión del punto crítico (T_c y P_c), y la presión de saturación a la temperatura de condensación (P_3 , ver Fig.V.1). La temperatura de condensación está dada por la ecuación (4) de la Memoria de Cálculos, -tomando un Rango de 15°F y un Acercamiento de 5°F :

$$T_3 = T_s = 89.6 + 15 + 5$$

$$T_s = 109.6$$

consideramos:

$$T_3 = 110^\circ\text{F}$$

TABLA I

Substancia	T_c ($^\circ\text{F}$)	P_c ($\text{lb}_f/\text{in}^2\text{abs}$)	P_3 ($\text{lb}_f/\text{in}^2\text{abs}$)
Agua	705.47	3208.2	1.275
Fluorinol 80	461.50	873.9	3.575
Fluorinol 85	457.70	839.7	3.630
Fluorinol 90	453.20	803.0	3.700
Freón 12	233.60	596.9	151.110
Isobutano	275.00	529.0	83.218

Substancia	T_c ($^{\circ}F$)	P_c (lb_f/in^2 abs)	P_3 (lb_f/in^2 abs)
Isopentano	370.10	494.7	24.620
N-Butano	305.62	550.7	60.270
N-Pentano	385.92	485.0	18.690
Propano	206.13	625.0	214.020

Como puede notarse, de la Tabla I, el Agua, los Fluorinoles, el Isopentano y el N-Pentano tienen su temperatura crítica por encima de la temperatura de la salmuera, en esos casos no es posible tener un ciclo supercrítico pues, para una presión mayor que la crítica, tendríamos una condición de líquido subenfriado a la temperatura, del fluido de trabajo, de salida de los intercambiadores (ver Fig. VI.1).

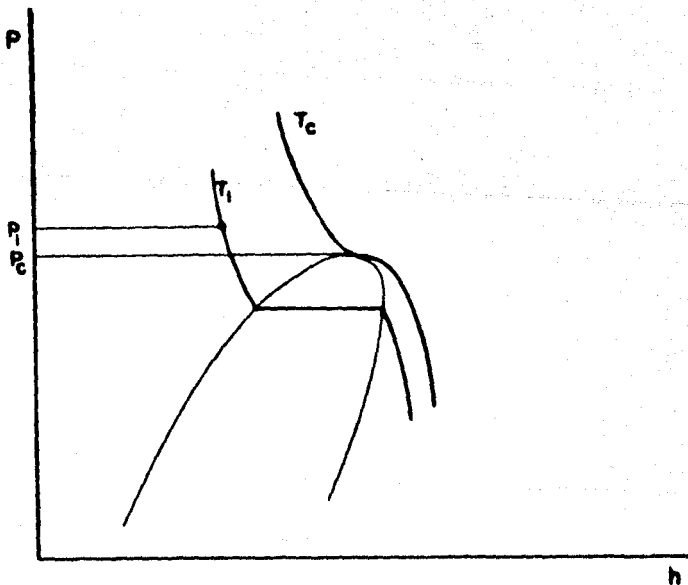


Fig.VI.1

Nótese también, de la Tabla I, que la presión de condensación, de los fluidos anteriormente mencionados, está por debajo ó cercana a la atmosférica; esto permite un amplio rango de presiones de alta que va desde la presión de condensación hasta la presión de saturación a 310°F para esas substancias.

Para las substancias cuya temperatura crítica sea menor que la de la salmuera es posible tener un ciclo supercrítico (ver Fig.VI.2) siempre y cuando la línea de expansión no termine con una calidad baja del vapor. Nótese además, que en estos casos la presión de condensación es bastante más alta que la atmosférica y como en este estudio sólo analizamos ciclos subcríticos, ya -- que en el ciclo supercrítico es más difícil obtener una restricción como lo es el T_{pp} en el ciclo subcrítico, tendremos que el rango de presiones de alta va desde la presión de condensación hasta una presión cercana a la crítica.

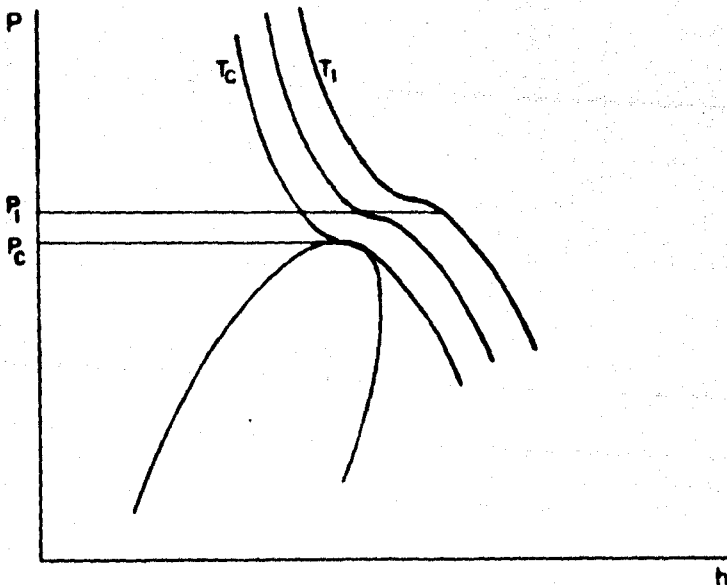


Fig.VI.2

Aunque en el estudio sólo se analizaron las sustancias desde el punto de vista termodinámico, es necesario hacer notar que se deben tomar en cuenta otros factores - tales como:

Costo
Disponibilidad
Toxicidad
Inflamabilidad
Corrosividad
Miscibilidad con los lubricantes

Siguiendo el procedimiento indicado en la Memoria de Cálculos, desde la selección de la presión de alta hasta la ecuación (6), se elaboró la Tabla II que se encuentra localizada en las siguientes páginas. Las propiedades correspondientes a las diferentes condiciones elegidas se obtuvieron a partir de los diagramas P-h y de las tablas de propiedades termodinámicas de cada -- sustancia seleccionada como fluido de trabajo.

TABLA II

SUBSTANCIA: AGUA

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)^*$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-5}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	10	1198.4	1.8654	1056.8	193.21	203.21	161.26	141.6	1037.14	8.5139325	35333.19
310	15	1197.3	1.8196	1030.71	213.03	223.03	181.21	166.59	1016.09	7.4029072	36144.5
310	20	1196.2	1.817	1029.22	227.96	237.96	196.27	166.97	999.93	6.5370976	31991.927
310	30	1194.0	1.7399	985.30	250.34	260.34	218.9	208.69	975.10	5.1887601	31736.29
310	40	1191.7	1.7058	965.87	267.25	277.25	236.1	225.82	955.60	4.1267267	27312.35
310	50	1189.3	1.6788	950.49	281.02	291.02	250.2	238.80	939.10	3.2314769	22616.55
310	56	1187.9	1.6648	942.52	288.24	298.24	257.6	245.38	930.30	2.7498226	19775.83
310	60	1186.9	1.6562	937.62	292.71	302.71	262.2	249.28	924.70	2.4474306	17880.88
310	65	1185.7	1.6461	931.86	297.98	307.98	267.6	253.83	918.20	2.086178	15519.77

T_1	P_1	h_1	$s_1 = s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)^*$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	$h_1 - h_{2s}$	$h_1 - h_{e1}$	$M \times 10^{-5}$	$M(h_1 - h_{2s})$ (kw)
310	70	1184.5	1.6367	926.51	302.93	312.93	272.7	257.98	911.80	1.742290	13173.38
310	75	1183.2	1.6278	921.43	307.61	317.61	277.6	261.76	905.60	1.413140	10841.25
310	80	LIQUIDO SUBENFRIADO									

*La expansión termina dentro de la región de saturación, por lo tanto esta entalpía se determinó como se hizo para el Ciclo Simple, o sea:

La calidad del vapor, a la salida de la turbina, es:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f(P_3)}{s_{fg}(P_3)}$$

Luego la entalpía es:

$$h_{2s} = h_f(P_3) + x_{2s} h_{fg}(P_3)$$

SUBSTANCIA: FLUORINOL 80

T_1	P_1	h_1	$s_1 = s_{2s}$	$h_{2s} (P_3)$	$T_e (P_1)$	T_{B1}	$h_{e1} (P_1)$	$h_1 - h_{2s}$	$h_1 - h_{e1}$	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1 - h_{2s}) (kw)$
310	20	302.0	0.478	273.5	182.8	192.8	67.58	28.5	234.42	4.059890	33911.742
310	30	301.4	0.469	266.0	202.8	212.8	77.93	35.4	223.47	3.668100	38057.525
310	40	300.8	0.461	260.0	217.9	227.9	85.95	40.8	214.85	3.351400	40076.000
310	50	300.1	0.455	256.0	230.3	240.3	92.61	44.1	207.49	3.075900	39756.011
310	60	300.0	0.451	252.5	240.7	250.7	98.31	47.5	201.69	2.824000	39314.179
310	70	299.6	0.446	249.8	250.0	260.0	103.39	49.8	196.21	2.590000	37803.657
310	80	299.0	0.442	247.5	258.0	268.0	107.97	51.5	191.03	2.383900	35982.361
310	90	298.6	0.440	245.8	265.7	275.7	112.14	52.8	186.46	2.169000	33577.135

SUBSTANCIA: FLUORINOL 85

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	20	289.4	0.458	261.0	181.9	191.9	65.55	28.4	223.85	4.278130	35609.288
310	30	288.8	0.447	253.4	201.9	211.9	75.68	35.4	213.12	3.874155	40194.926
310	40	288.4	0.441	249.0	217.1	227.1	83.51	39.4	204.89	3.540140	40879.694
310	50	288.0	0.436	245.2	229.5	239.5	90.03	42.8	197.97	3.250490	40774.025
310	60	287.6	0.431	242.0	240.0	250.0	95.61	45.6	191.99	2.990780	39970.565
310	70	287.0	0.428	240.0	249.2	259.2	100.58	47.0	186.42	2.754425	37941.962
310	80	286.4	0.425	237.4	257.5	267.5	105.05	49.0	180.90	2.535655	36414.741
310	90	286.2	0.421	235.4	265.0	275.0	109.15	50.8	177.05	2.311211	34410.769

SUBSTANCIA: FLUORINOL 90

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	20	276.0	0.438	247.5	181.8	191.8	72.24	28.5	203.76	4.703180	39285.062
310	30	275.6	0.429	240.8	201.1	211.1	82.13	34.8	193.47	4.294920	43805.163
310	40	275.0	0.421	237.0	216.3	226.3	89.79	38.0	185.21	3.944800	43033.88
310	50	274.6	0.416	232.8	228.7	238.7	96.17	41.8	178.43	3.636000	44544.197
310	60	274.2	0.412	231.5	239.3	249.3	101.64	42.7	172.56	3.354300	41977.904
310	70	273.8	0.408	229.0	248.5	258.5	106.50	44.8	167.30	3.096800	40661.383
310	80	273.4	0.405	227.4	256.8	266.8	110.89	46.0	162.51	2.851000	38436.694
310	90	273.0	0.402	225.0	264.3	274.3	114.91	48.0	158.09	2.617600	36824.385

SUBSTANCIA: FREON 12

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-7}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	200	122.574	0.211	119.358	131.74	141.74	38.744	3.216	83.830	1.537296	14489.878
310	250	121.585	0.206	115.970	150.24	160.24	43.915	5.615	77.670	1.502016	24710.873
310	300	120.553	0.202	113.109	166.18	176.18	48.407	7.444	72.146	1.471200	32087.938
310	400	118.339	0.195	108.318	192.93	202.93	56.748	10.021	61.591	1.436674	42182.572
310	450	117.143	0.192	106.199	204.46	214.46	60.830	10.944	56.313	1.436194	46052.471
310	500	115.882	0.189	104.703	215.10	225.10	65.057	11.179	50.825	1.453103	47595.216
310	550	114.541	0.186	102.291	224.95	234.95	69.736	12.250	44.805	1.503247	53954.821

SUBSTANCIA: ISOBUTANO

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	150	-548.69	1.293	-563.65	154.32	164.32	-751.11	14.961	202.411	5.630628	24689.284
310	200	-551.44	1.281	-572.24	178.62	188.62	-734.17	20.795	182.729	5.359093	32661.884
310	250	-554.49	1.271	-579.11	198.70	208.70	-719.10	24.618	164.612	5.144096	37115.289
310	300	-557.53	1.261	-585.95	215.90	225.90	-704.98	28.419	147.447	4.972951	41420.373
310	350	-561.14	1.253	-591.80	231.17	241.17	-691.25	30.665	130.112	4.861078	43688.441
310	400	-564.75	1.244	-597.50	244.78	254.78	-677.38	32.756	112.637	4.817589	46250.834
310	450	-569.36	1.236	-603.29	257.23	267.23	-662.80	33.931	93.444	4.927751	49004.552
310	500	-573.97	1.227	-608.80	268.68	278.68	-646.52	34.838	72.753	5.290668	54020.020

SUBSTANCIA: ISOPENTANO

r_1	P_1	h_1	$s_1 = s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	$h_1 - h_{2s}$	$h_1 - h_{e1}$	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1 - h_{2s})$ (kw)
310	50	-481.33	1.267	-495.30	155.55	165.55	-692.34	13.970	211.010	5.362636	21956.634
310	75	-483.04	1.254	-504.63	184.98	194.98	-674.30	21.593	191.258	4.900877	31015.429
310	100	-484.83	1.245	-511.51	207.94	217.94	-659.77	26.678	174.944	5.246220	41019.594
310	150	-488.71	1.230	-521.88	243.36	253.36	-636.38	33.180	147.675	3.738106	36531.166
310	200	-493.10	1.218	-530.24	270.58	280.58	-617.29	37.135	124.185	2.998739	32637.214
310	300	LIQUIDO SUBENFRIADO									

SUBSTANCIA: N-BUTANO

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	100	-485.50	1.373	-498.46	145.35	155.35	-707.78	12.959	222.283	5.393589	20485.206
310	150	-488.62	1.356	-510.82	177.35	187.35	-687.52	22.198	198.900	4.965662	32305.911
310	200	-491.95	1.343	-520.13	202.33	212.33	-670.78	28.180	178.838	4.600787	37998.297
310	300	-499.50	1.321	-534.63	240.90	250.90	-642.68	34.132	143.193	3.968490	39698.858
310	350	-504.23	1.312	-541.18	256.46	266.46	-630.14	37.543	125.912	3.697639	40685.957
310	400	-508.96	1.302	-547.50	270.46	280.46	-617.74	38.540	108.784	3.430320	38746.940
310	450	-516.34	1.290	-555.12	283.02	293.02	-604.58	38.778	88.240	3.289304	37383.540
310	500	-523.72	1.278	-562.56	294.54	304.54	-586.06	38.847	62.338	3.436789	39129.242

SUBSTANCIA: N-PENTANO

T_1	P_1	h_1	$s_1=s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	h_1-h_{2s}	h_1-h_{e1}	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1-h_{2s})$ (kw)
310	25	-432.03	1.307	-438.71	126.55	136.55	-668.89	6.671	236.864	5.585357	10920.856
310	50	-433.87	1.286	-453.93	171.27	181.27	-636.11	20.054	202.232	5.082345	29871.441
310	75	-435.80	1.274	-463.13	201.10	211.10	-623.79	27.325	187.988	4.420035	35397.848
310	100	-437.83	1.264	-469.92	224.14	234.14	-609.01	32.084	171.175	3.965937	37292.833
310	150	-442.29	1.248	-480.40	259.80	269.80	-578.13	38.108	135.844	3.264581	36461.509
310	200	-447.50	1.235	-488.96	287.27	297.27	-565.59	41.471	118.095	2.220287	26985.728
310	300	LIQUIDO SUBENFRIADO									

SUBSTANCIA: PROPANO

T_1	P_1	h_1	$s_1 = s_{2s}$	$h_{2s}(P_3)$	$T_e(P_1)$	T_{B1}	$h_{e1}(P_1)$	$h_1 - h_{2s}$	$h_1 - h_{e1}$	$M \times 10^{-6}$	$M(h_1 - h_{2s})$ (kw)
310	300	-555.37	1.483	-566.13	137.99	147.99	-769.30	10.768	213.935	5.831051	18402.334
310	400	-560.26	1.465	-579.05	163.88	173.88	-748.00	18.793	187.740	5.734484	31585.040
310	500	-565.52	1.450	-589.75	185.18	195.18	-726.04	24.232	160.520	5.831124	41412.607
310	550	-568.37	1.443	-595.92	194.59	204.59	-712.25	27.552	143.882	6.073793	49046.062

Como se puede ver, en la Tabla II, no se obtuvo un valor máximo de potencia isoentrópica para el Freón 12, Isobutano, y Propano; o sea que para estas sustancias dicha potencia aumenta conforme la presión aumenta. Esto indica que, para la temperatura a la que estamos trabajando, el máximo se alcanzaría con un ciclo supercrítico.

Aún así el Isobutano resultó ser la sustancia que proporciona la mayor energía; el Freón 12 también proporciona una gran potencia, sin embargo se necesita un gasto en masa mucho más grande que para el Isobutano. Ahora bien, para tener una aproximación del tamaño del equipo que interviene en el ciclo tenemos que, la tubería que conduciría el vapor desde los intercambiadores hasta la turbina, o turbinas, estaría determinada por el gasto en volumen de fluido de trabajo y por la velocidad del flujo de la siguiente manera:

$$\text{Area transversal de la tubería} = \frac{(\text{Gasto en masa}) (\text{Volumen específico})}{\text{Velocidad del flujo}}$$

o:

$$A_T = \frac{M \times v}{V}$$

$$\frac{\pi}{4} D_T^2 = \frac{M \times v}{V}$$

Luego el diámetro de la tubería es:

$$D_T = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M \times v}{V}}$$

Si tomamos para la velocidad un valor de 7000 ft/min, que es un valor razonable en el caso de vapor de agua, tendremos que:

$$\text{si } V = 420000 \text{ ft/hr}$$

entonces:

$$D_T = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M \times v}{420000}}$$

$$D_T = 0.00174 \sqrt{M \times v}$$

En la Tabla III se enlistan las sustancias utilizadas como fluidos de trabajo, su respectiva potencia máxima isoentrópica, su volumen específico correspondiente a la temperatura de 310°F y a la presión para la cuál se tiene la máxima potencia, y el diámetro de la tubería determinado por la ecuación anterior.

TABLA III

Substancia	Potencia Isoent. (kw)	v(ft ³ /lb)	D _T (ft)
Agua	36144.500	30.309	8.242
Fluorinol 80	40064.267	0.900	3.022
Fluorinol 85	40867.757	0.880	3.071
Fluorinol 90	44531.730	0.840	3.041
Freón 12	53954.821	0.092	2.048
Isobutano	54004.192	0.182	1.711
Isopentano	41007.575	1.035	4.055
N-Butano	40674.036	0.307	1.856
N-Pentano	36450.826	0.635	2.506
Propano	49031.691	0.272	2.237

De los valores tabulados observamos que la menor tubería corresponde al Isobutano y, por lo tanto, podemos suponer que el equipo que interviene en el ciclo sería el de menores dimensiones comparado con el de las otras - substancias. Debemos hacer notar que lo anterior es solo una forma de comparación y de ninguna manera representa un cálculo real de dimensionamiento de tuberías.

Finalmente, concluimos que el Isobutano proporciona la mayor energía, isoentrópica, y requiere el menor equipo; el Freón 12 le sigue en energía entregada y es el tercero que requiere el menor equipo (además de no ser inflamable ni tóxico). Por lo tanto seleccionamos estas - dos substancias y completamos su balance de energía en el siguiente capítulo.

VII. CALCULOS

VII.1 ISOBUTANO.

VII.1.1 CICLO SIN REGENERACION.

De la Tabla II del capítulo anterior tenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 310 \\
 P_1 &= 500 \\
 h_1 &= -573.97 \\
 h_{2s} &= -608.808 \\
 T_e(P_1) &= 268.68 \\
 T_{B1} &= 278.68 \\
 h_{e1} &= -646.723 \\
 h_1 - h_{2s} &= 34.838 \\
 h_1 - h_{e1} &= 72.753 \\
 M &= 5.2906684 \times 10^6
 \end{aligned}$$

Siguiendo la secuencia de la Memoria de Cálculos, encontramos las propiedades para los puntos 3 y 4:

de las Tablas de Propiedades Termodinámicas del Isobutano:

$$v_3 = 0.0302$$

@

$$T_3 = 110$$

$$h_3 = -779.4$$

De la ecuación (8):

$$\Delta P = 500 - 83.218$$

$$\Delta P = 416.782$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (7):

$$h_{4s} = 0.0302(416.782) \frac{144}{778} - 779.4$$

$$h_{4s} = -777.0704$$

Considerando a $\eta_D = 75\%$ tenemos, de la ecuación (9):

$$h_4 = -779.4 + \frac{(-777.0704 + 779.4)}{0.75}$$

$$h_4 = -776.293$$

La temperatura del fluido de trabajo a la salida de la bomba será entonces:

$$T_4 = 114.338 \quad \textcircled{a}$$

$$h_4 = -776.293$$

$$P_4 = 500$$

Para el punto 2:

Sustituyendo los valores de h_1 y $h_1 - h_{2s}$ en la ecuación (10), para $\eta_T = 90\%$, tenemos:

$$h_2 = -573.97 - 0.9(34.838)$$

$$h_2 = -605.324$$

La temperatura del fluido de trabajo correspondiente es:

$$T_2 = 194.934 \quad \textcircled{a}$$

$$h_2 = -605.324$$

$$P_2 = 83.218$$

Como ya se conocen las condiciones en los diferentes puntos del ciclo, determinamos las propiedades restantes:

Sustituyendo los valores apropiados en la ecuación (11):

$$T_{B2} = 278.68 - \frac{5.2906684 \times 10^6}{6.6 \times 10^6} (-646.723 + 776.293)$$

$$T_{B2} = 174.814$$

Ahora bien, tenemos que, para el Isobutano:

$$h_{e2} = -614.1 \quad @ \quad P_1 = 500$$

De la ecuación (12):

$$T_{A2} = 278.68 + \frac{5.2906684 \times 10^6}{6.6 \times 10^6} (-614.1 + 646.723)$$

$$T_{A2} = 304.831$$

Comprobando con la ecuación (13):

$$6.6 \times 10^6 (337 - 304.831) = 5.2906684 \times 10^6 (-573.97 + 614.1)$$

$$2.123154 \times 10^8 = 2.123145 \times 10^8$$

Y el calor total absorbido en los intercambiadores es, -
de la ecuación (14):

$$Q_H = 6.6 \times 10^6 (337 - 174.814)$$

$$Q_H = 1.0704276 \times 10^9$$

En el condensador.

Para el Isobutano:

$$h_{3g} = -645.6 \quad @ \quad P_3 = 83.218$$

Si el rango del condensador es:

$$T_{AC} - T_{AF} = 15$$

la temperatura del agua caliente es, de la ecuación (15):

$$T_{AC} = 89.6 + 15$$

$$T_{AC} = 104.6$$

De la ecuación (16):

$$W_C = \frac{5.2906684 \times 10^6 (-605.324 + 779.4)}{15}$$

$$W_C = 6.1398559 \times 10^7$$

La temperatura, del agua de circulación, a la entrada del desobrecalentador es, de la ecuación (17):

$$T_{AF2} = 89.6 + \frac{5.2906684 \times 10^6}{6.1398559 \times 10^7} (-645.6 + 779.4)$$

$$T_{AF2} = 101.129$$

Comprobando con la ecuación (18):

$$6.1398559 \times 10^7 (104.6 - 101.129) = 5.2906684 \times 10^6 (-605.324 + 645.6)$$

$$2.131144 \times 10^8 = 2.1308696 \times 10^8$$

Luego el calor total rechazado es, de la ecuación (19):

$$Q_R = 6.1393559 \times 10^7 (15)$$

$$Q_R = 9.2097839 \times 10^8$$

En la turbina.

La potencia teórica es, de la ecuación (20):

$$P_T = 5.2906684 \times 10^6 (-573.97 + 605.324)$$

$$P_T = 1.6588362 \times 10^8$$

Considerando que:

$$\eta_m = 97\%$$

$$\eta_G = 98\%$$

la potencia real de la turbina es, de la ecuación (21):

$$P_{TR} = 0.97 \times 0.98 \times 1.6588362 \times 10^8$$

$$P_{TR} = 1.5768897 \times 10^8$$

$$P_{TR} = 46215.992 \text{ kw}$$

En la bomba.

Con la ecuación (22) encontramos la potencia teórica - para la bomba:

$$P_B = 5.2906684 \times 10^6 (-776.293 + 779.4)$$

$$P_B = 1.6438107 \times 10^7$$

Considerando que:

$$\eta_B = 80\%$$

La potencia real necesaria para mover la bomba, de la ecuación (23):

$$P_{BR} = \frac{1.6438107 \times 10^7}{0.8}$$

$$P_{BR} = 2.0547633 \times 10^7$$

$$P_{BR} = 6022.167 \text{ kw}$$

La potencia neta real que entrega el sistema es:

$$P_{NR} = 46215.992 - 6022.167$$

$$P_{NR} = 40193.825 \text{ kw}$$

Eficiencias.

Eficiencia Termodinámica.

De la ecuación (24):

$$\eta_c = \frac{(-573.97 + 605.324) - (-776.293 + 779.4)}{(-573.97 + 776.293)}$$

$$\eta_c = 0.1396$$

$$\eta_c = 13.96\%$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

Calculamos el calor disponible que posee la salmuera - con la ecuación (26):

$$Q_D = 6.6 \times 10^6 (337 - 89.6)$$

$$Q_D = 1.632840 \times 10^9$$

La eficiencia será, de la ecuación (25):

$$\gamma_R = \frac{1.0704276 \times 10^9}{1.6328400 \times 10^9}$$

$$\gamma_R = 0.655$$

153

$$\gamma_R = 65.5\%$$

Eficiencia Total del Ciclo.

De la ecuación (27):

$$\phi = 0.1396 \times 0.655$$

$$\phi = 0.0915$$

$$\phi = 9.15\%$$

VII.1.2 CICLO REGENERATIVO.

Ahora, determinamos las condiciones del vapor y del líquido a la salida del regenerador.

De acuerdo con la ecuación (28), tomando un acercamiento de 10°F , tenemos:

$$T_{3,} = 114.338 + 10$$

$$T_{3,} = 124.338$$

Luego obtenemos la entalpía correspondiente:

$$h_{3,} = -638.8$$

$$T_{3,} = 124.338$$

$$p_{3,} = 83.218$$

La entalpía del líquido a la salida del regenerador es,

de la ecuación (29):

$$h_{4,} = -776.293 - 605.324 + 638.8$$

$$h_{4,} = -742.817$$

La temperatura correspondiente será:

$$T_{4,} = 167.352 \quad @$$

$$h_{4,} = -742.817$$

$$P_{4,} = 500$$

El valor de $T_{4,}$ cumple con:

$$T_{4,} < T_2 - 10$$

$$167.352 < 194.934 - 10$$

Las condiciones del precalentador y del condensador se han modificado, luego entonces:

En el precalentador.

De la ecuación (30):

$$T_{B2} = 278.68 - \frac{5.2906684 \times 10^6}{6.6 \times 10^6} (-646.723 + 742.817)$$

$$T_{B2} = 201.649$$

El calor absorbido en este caso es, de la ecuación (31):

$$Q_H = 6.6 \times 10^6 (337 - 201.649)$$

$$Q_H = 8.933166 \times 10^3$$

En el condensador.

Utilizando la ecuación (32), calculamos el gasto de agua de circulación:

$$W_C = \frac{5.2906684 \times 10^6 (-638.8 + 779.4)}{15}$$

$$W_C = 4.9591198 \times 10^7$$

El calor total rechazado es, de la ecuación (33):

$$Q_R = 4.9591198 \times 10^7 (15)$$

$$Q_R = 7.4386797 \times 10^8$$

La temperatura, del agua de circulación, a la entrada del desobrecalentador se determina con la ecuación (34):

$$T_{AF2} = 104.6 - \frac{5.2906684 \times 10^6}{4.9591198 \times 10^7} (-638.8 + 645.6)$$

$$T_{AF2} = 103.874$$

Comprobación con la ecuación (35):

$$4.9591198 \times 10^7 (103.874 - 89.6) = 5.2906684 \times 10^6 (-645.6 + 779.4)$$

$$7.0786476 \times 10^8 = 7.0789143 \times 10^8$$

Eficiencias.

Eficiencia termodinámica.

De la ecuación (36):

$$\eta_c = \frac{(-573.97 + 605.324) - (-776.293 + 779.4)}{(-573.97 + 742.817)}$$

$$\eta_c = 0.1673$$

$$\eta_c = 16.73\%$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

156

Sustituyendo el nuevo valor de Q_H en la ecuación (37):

$$\gamma_R = \frac{8.933166 \times 10^8}{1.632840 \times 10^9}$$

$$\gamma_R = 0.5471$$

$$\gamma_R = 54.71\%$$

Eficiencia Total.

De la ecuación (38):

$$\phi = 0.1673 \times 0.5471$$

$$\phi = 0.0915$$

$$\phi = 9.15\%$$

La potencia neta real entregada por el sistema es la misma que en el sistema sin regeneración, o sea:

$$P_{NR} = 40193.825 \text{ kw}$$

VII.2 FREON 12

VII.2.1 CICLO SIN REGENERACION.

De la Tabla II del capítulo anterior obtenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 310 \\
 P_1 &= 550 \\
 h_1 &= 114.541 \\
 h_{2s} &= 102.291 \\
 T_e(P_1) &= 224.95 \\
 T_{B1} &= 234.95 \\
 h_{e1} &= 69.736 \\
 h_1 - h_{2s} &= 12.25 \\
 h_1 - h_{e1} &= 44.805 \\
 M &= 1.503247405 \times 10^7
 \end{aligned}$$

Las propiedades de los puntos 3 y 4, de acuerdo con las Tablas de Propiedades Termodinámicas del Freón 12, son:

$$\begin{aligned}
 v_3 &= 0.012924 \\
 h_3 &= 33.531
 \end{aligned}
 \quad @ \quad
 \begin{aligned}
 T_3 &= 110
 \end{aligned}$$

De la ecuación (8):

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= 550 - 151.11 \\
 \Delta P &= 398.89
 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores apropiados en la ecuación (7):

$$\begin{aligned}
 h_{4s} &= 0.012924(398.89) \frac{144}{778} + 33.531 \\
 h_{4s} &= 34.485
 \end{aligned}$$

Considerando $\eta_b = 75\%$ tenemos, de la ecuación (9):

$$h_4 = 33.531 + \frac{34.485 - 33.531}{0.75}$$

$$h_4 = 34.803$$

La temperatura a la salida de la bomba será:

$$T_4 = 130$$

$$h_4 = 34.803$$

$$P_4 = 550$$

Para el punto 2:

Sustituyendo los valores de h_1 y $h_1 - h_{2B}$, para $\eta_T = 90\%$, en la ecuación (10):

$$h_2 = 114.541 - 0.9(12.25)$$

$$h_2 = 103.516$$

La temperatura a la salida de la turbina es:

$$T_2 = 196.274$$

$$h_2 = 103.516$$

$$P_2 = 151.11$$

Conocidas las condiciones de cada uno de los puntos del ciclo, procedemos a determinar las propiedades restantes:

En los intercambiadores de calor.

La temperatura de la salmuera a la salida del precalentador es, de la ecuación (11):

$$T_{B2} = 234.95 - \frac{1.503247405 \times 10^7}{6.6 \times 10^6} (69.736 - 34.803)$$

$$T_{B2} = 155.385$$

Ahora bien, para el Freón 12:

$$h_{e2} = 87.667 \quad \textcircled{a} \quad P_1 = 550$$

De la ecuación (12):

$$T_{A2} = 234.95 + \frac{1.503247405 \times 10^7}{6.6 \times 10^6} (87.667 - 69.73)$$

$$T_{A2} = 275.79$$

Comprobando con la ecuación (13):

$$6.6 \times 10^6 (337 - 275.79) = 1.503247405 \times 10^7 (114.541 - 87.667)$$

$$4.03985 \times 10^8 = 4.03983 \times 10^8$$

El calor absorbido es, de la ecuación (14):

$$Q_H = 6.6 \times 10^6 (337 - 155.385)$$

$$Q_H = 1.198659 \times 10^9$$

En el condensador.

Para el Freón 12:

$$h_{3g} = 87.844 \quad \textcircled{a} \quad P_3 = 151.11$$

Si el rango del condensador es igual a 15°F tenemos, de la ecuación (15):

$$T_{AC} = 89.6 + 15$$

$$T_{AC} = 104.6$$

El gasto de agua de circulación es:

$$W_C = \frac{1.503247405 \times 10^7}{15} (103.516 - 33.531)$$

$$W_C = 7.0136513 \times 10^7$$

La temperatura del agua de circulación a la entrada del desobrecalentador es, de la ecuación (17):

$$T_{AF2} = 89.6 + \frac{1.503247405 \times 10^7}{7.013651300 \times 10^7} (87.844 - 31.531)$$

$$T_{AF2} = 101.241$$

Comprobando con la ecuación (18):

$$7.0136513 \times 10^7 (104.6 - 101.241) = 1.503247405 \times 10^7 (103.516 - 87.84)$$

$$2.3558855 \times 10^8 = 2.355889 \times 10^8$$

El calor total rechazado es, de la ecuación (19):

$$Q_R = 7.0136513 \times 10^7 (15)$$

$$Q_R = 1.0520477 \times 10^9$$

En la turbina.

La potencia teórica es, de la ecuación (20):

$$P_T = 1.503247405 \times 10^7 (114.541 - 103.516)$$

$$P_T = 1.6573303 \times 10^8$$

Considerando que:

$$\eta_m = 97\%$$

$$\eta_G = 98\%$$

la potencia real de la turbina es, de la ecuación (21):

$$P_{TR} = 0.97 \times 0.98 \times 1.6573303 \times 10^8$$

$$P_{TR} = 1.5754581 \times 10^8$$

$$P_{TR} = 46174.037 \text{ kw}$$

En la bomba.

La potencia teórica de la bomba la determinamos con la ecuación (22):

$$P_B = 1.503247405 \times 10^7 (34.803 - 33.531)$$

$$P_B = 1.9121307 \times 10^7$$

Considerando que:

$$\eta_B = 80\%$$

la energía necesaria para elevar la presión al fluido es, de la ecuación (23):

$$P_{BR} = \frac{1.9121307 \times 10^7}{0.80}$$

$$P_{BR} = 2.3901634 \times 10^7$$

$$P_{BR} = 7005.168 \text{ kw}$$

La potencia neta real entregada por el sistema es:

$$P_{NR} = 46174.037 - 7005.168$$

$$P_{NR} = 39168.869 \text{ kw}$$

Eficiencias.

Eficiencia Termodinámica.

De la ecuación (24):

$$\eta_c = \frac{(114.541 - 103.516) - (34.803 - 33.531)}{(114.541 - 34.803)}$$

$$\eta_c = 0.1223$$

$$\eta_c = 12.23\%$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

De la ecuación (26):

$$Q_D = 6.6 \times 10^6 (337 - 89.6)$$

$$Q_D = 1.632840 \times 10^9$$

De la ecuación (25):

$$\gamma_R = \frac{1.198659 \times 10^9}{1.632840 \times 10^9}$$

$$\gamma_R = 0.7341$$

$$\gamma_R = 73.41\%$$

Eficiencia Total del Ciclo.

De la ecuación (27):

$$\phi = 0.1223 \times 0.7341$$

$$\phi = 0.0897$$

$$\phi = 8.97\%$$

2.2 CICLO REGENERATIVO

Ahora, determinamos las condiciones del vapor y del líquido a la salida del regenerador.

De acuerdo con la ecuación (28), tomando un acercamiento de 10°F , tenemos:

$$T_{3'} = 130 + 10$$

$$T_{3'} = 140$$

Luego obtenemos la entalpía correspondiente:

$$h_{3'} = 93.449$$

$$T_{3'} = 140$$

$$P_{3'} = 151.11$$

La entalpía del líquido a la salida del regenerador es, de la ecuación (29):

$$h_{4'} = 34.803 + 103.516 - 93.449$$

$$h_{4'} = 44.87$$

La temperatura correspondiente es:

$$T_{4'} = 170$$

$$h_{4'} = 44.87$$

$$P_{4'} = 550$$

El valor de $T_{4'}$, cumple con:

$$T_4 < T_2 \approx 10$$

$$170 < 196.274 - 10$$

Como se modifican las condiciones del precalentador y del condensador, tenemos:

En el precalentador.

De la ecuación (30):

$$T_{B2} = 234.95 - \frac{1.503247405 \times 10^7}{6.6 \times 10^6} (69.736 - 44.87)$$

$$T_{B2} = 178.314$$

El calor absorbido es, de la ecuación (31):

$$Q_H = 6.6 \times 10^6 (337 - 178.314)$$

$$Q_H = 1.0473275 \times 10^9$$

En el condensador.

De la ecuación (32) obtenemos el gasto de agua de circulación:

$$W_C = \frac{1.503247405 \times 10^7 (93.449 - 33.531)}{15}$$

$$W_C = 6.0047719 \times 10^7$$

El calor rechazado es, de la ecuación (33):

$$Q_R = 6.0047719 \times 10^7 (15)$$

$$Q_R = 9.0071578 \times 10^8$$

De la ecuación (34) determinamos la temperatura del agua

de circulación a la entrada del desobrecalentador:

$$T_{AF2} = 104.6 - \frac{1.503247405 \times 10^7}{6.004771900 \times 10^7} (93.449 - 87.844)$$

$$T_{AF2} = 103.196$$

Comprobando con la ecuación (35):

$$6.0047719 \times 10^7 (103.196 - 89.6) = 1.503247405 \times 10^7 (87.844 - 33.531)$$

$$8.1640879 \times 10^8 = 8.1645 \times 10^8$$

Eficiencias.

Eficiencia Termodinámica.

De la ecuación (36):

$$\eta_c = \frac{(114.541 - 103.516) - (34.803 - 33.531)}{(114.541 - 44.87)}$$

$$\eta_c = 0.1399$$

$$\eta_c = 13.99\%$$

Eficiencia de Utilización del Recurso.

De la ecuación (37):

$$\gamma_R = \frac{1.0473275 \times 10^9}{1.6328400 \times 10^9}$$

$$\gamma_R = 0.6414$$

$$\gamma_R = 64.14\%$$

Eficiencia Total.

De la ecuación (38):

$$\phi = 0.1399 \times 0.6414$$

$$\phi = 0.0897$$

$$\phi = 8.97\%$$

La potencia neta real entregada por el sistema es igual a la del ciclo con regeneración, entonces:

$$P_{NR} = 39168.869 \text{ kw}$$

De los anteriores análisis se puede observar que para los ciclos, con y sin regeneración, la Eficiencia Total se mantiene constante; esto se debe a que la potencia proporcionada a la turbina y el calor disponible en la salmuera no varían cuando se le añade regeneración al ciclo original.

En la siguiente página se muestra una Tabla Comparativa de los ciclos con y sin regeneración.

TABLA DE COMPARACION ENTRE LOS CICLOS CON Y SIN REGENERACION

	SIN REGENERACION	CON REGENERACION	DIFERENCIA SIN REG.-CON REG.
ISOBUTANO			
Q_H	1.0704276×10^9 313724.38 kw	8.933166×10^8 261816.12 kw	51908.26 kw
Q_R	9.2097839×10^8 269923.33 kw	7.4386797×10^8 218015.23 kw	51908.10 kw
W_C	6.1398559×10^7	4.9591198×10^7	1.1807361×10^7
P_{NR}	40193.825 kw	40193.825 kw	0
η_C	13.96%	16.73%	-2.77%
γ_R	65.55%	54.71%	10.84%
ϕ	9.15%	9.15%	0
FREON 12			
Q_H	1.198659×10^9 351306.86 kw	1.0473275×10^9 306954.13 kw	44352.73 kw
Q_R	1.0520477×10^9 308337.54 kw	9.0071578×10^8 263984.7 kw	44352.84 kw
W_C	7.0136513×10^7	6.0047719×10^7	1.088794×10^7
P_{NR}	39168.869 kw	39168.869 kw	0

	SIN REGENERACION	CON REGENERACION	DIFERENCIA SIN REG.- CON REG.
η_c	12.23%	13.99%	-1.76%
γ_R	73.41%	64.14%	9.27%
ϕ	8.97%	8.97%	0.00%

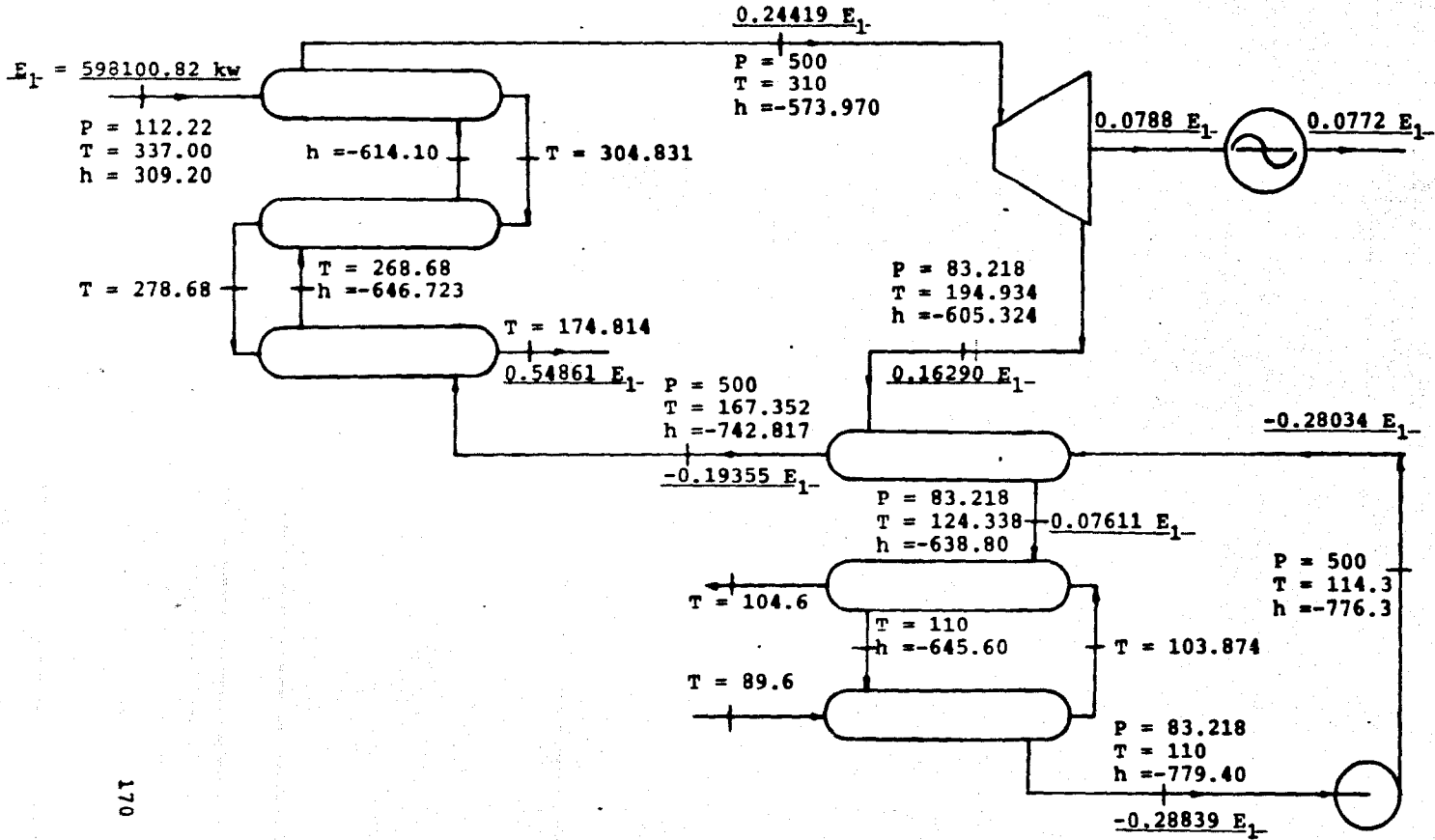
De la Tabla anterior observamos que, para el Isobutano, el ciclo sin regeneración absorbe 51908 kw más que el ciclo regenerativo, sin embargo, esa cantidad de calor es la misma que rechaza en forma excedente con respecto al ciclo con regeneración. Esto mismo sucede en el caso del Freón 12.

Vemos entonces que el ciclo regenerativo no absorbe energía, que no se va a utilizar, para después rechazarla al sistema de enfriamiento como sucede en el ciclo sin regeneración; este hecho trae como consecuencia que el ciclo regenerativo utilice un gasto menor de agua de circulación y, por lo tanto, un sistema de enfriamiento menor que el ciclo sin regeneración.

Nótese también, que la eficiencia del ciclo termodinámico es mayor en el caso de regeneración, sin embargo, la eficiencia de utilización del recurso es mayor para el ciclo sin regeneración, esto significa que el ciclo regenerativo aprovecha mejor la energía que entra al ciclo, -- aunque ésta cantidad sea menor que la que entra al ciclo sin regeneración.

En base a los análisis anteriores, la mejor selección, desde el punto de vista termodinámico, es el ciclo regenerativo del Isobutano, ya que es el que proporciona la mayor generación de energía, utiliza menos agua de circulación y aprovecha mejor la energía absorbida de la salmuera.

A continuación se muestra un diagrama esquemático del ciclo analizado junto con las condiciones del fluido en los diferentes puntos del ciclo.



CICLO DE FLUJO TOTAL

I. INTRODUCCION

I.1. DESCRIPCION GENERAL

El Ciclo de Flujo Total es en realidad un ciclo abierto, el cual empieza con la extracción del fluido geotérmico. La mezcla agua-vapor extraída se conduce hacia turbinas de tipo hidráulico u otros dispositivos de expansión, en donde entrega parte de su energía. Finalmente el fluido que sale de las turbinas se envía a un condensador, en donde se mezcla con el agua de circulación que proviene de una torre de enfriamiento. El condensador puede tener una modificación que permita recuperar la fracción de vapor para aprovecharla como agua de repuesto para el sistema de agua de circulación, el líquido restante puede reinyectarse ó enviarse a un lugar determinado para su aprovechamiento ó desecho. En la Fig. I.1 se muestra el diagrama esquemático del ciclo.

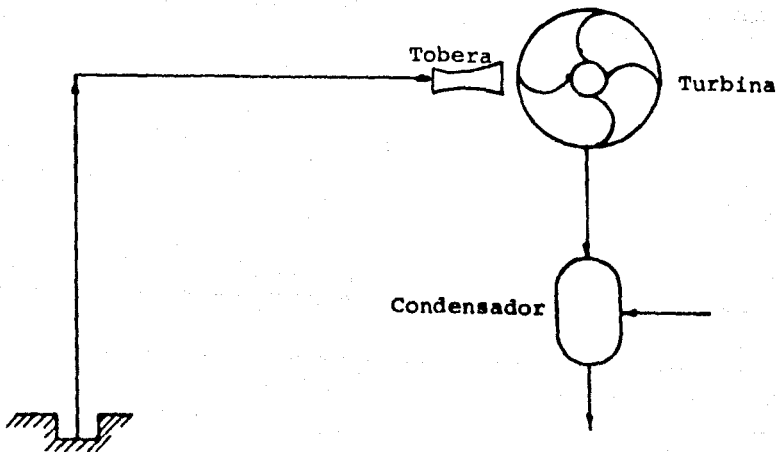


Fig. I.1

La turbina de impulso que se muestra en la Fig. I.1 cuenta con una serie de toberas, en donde el fluido pierde presión y gana velocidad. En esta forma, el fluido sale de las toberas a altas velocidades y le imparte movimiento a la turbina al chocar con sus álabes.

.2. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL CICLO DE FLUJO TOTAL.

El Ciclo de Flujo Total cuenta con las siguientes ventajas:

1. La principal ventaja es que debido a su simplicidad, en este ciclo se aprovecha de una forma mas directa la energía proveniente del fluido geotérmico. Esto se debe a que casi no se pierde energía como en el caso de los Ciclos Simple, con n etapas de flasheo, y Binario; ó sea que, al desechar parte del fluido geotérmico en el Ciclo Simple y al aprovechar sólo parte de la energía del fluido geotérmico en el Ciclo Binario, se esta desperdiciando parte de la energía del recurso geotérmico y con esto la posibilidad de generar mas energía eléctrica. Esto se puede ver más claro al tomar en cuenta que el fluido se expande desde la condición con -- que sale la salmuera del separador, ó del pozo, -- hasta una condición cercana a la del sumidero de calor, con lo que se obtiene más energía por libra masa de fluido geotérmico.

2. Este ciclo también ofrece la ventaja de una mejor utilización del recurso geotérmico. Esto se -- refiere a que se puede obtener agua desmineralizada a partir de la fracción de vapor si se utiliza el condensador barométrico modificado para tal fin.

3. La simplicidad y alta eficiencia de los componentes del ciclo dan como resultado un sistema de conversión bastante eficiente.

Las desventajas del ciclo son:

1. Todos los componentes del sistema deben resistir la presencia de grandes cantidades de sólidos disueltos. Esto quiere decir que deben resistir la formación de incrustaciones y las acciones erosivas y corrosivas de la salmuera. En consecuencia se tiene la necesidad de diseñar componentes de materiales resistentes a dichos efectos. Esto da como resultado el aumento en los costos del sistema.

2. Otra desventaja de este ciclo es la velocidad a la que gira la turbina que es mayor que la de sincronismo y, por lo tanto, es necesario utilizar un sistema reductor para obtener la velocidad deseada. Esto se debe a que una característica de este ciclo es el hecho de que el fluido debe alcanzar altas velocidades a la salida de las toberas, para maximizar la generación de energía eléctrica. Esta característica hace que también aumenten los costos asociados con la generación.

3. El hecho de separar la fracción de vapor de la de líquido hace también necesaria una inversión adicional para modificar el condensador barométrico -- normal.

Nomenclatura del Ciclo de Flujo Total.

- A- area, (ft²)
 C_p - calor específico del fluido, (BTU/lb°F)
 g - aceleración local de la gravedad, 32.2 ft/s²
 g_c - constante en la ley de Newton, 32.2 lb ft/lb_f s²
 h- entalpía específica, (BTU/lb)
 J- equivalente mecánico del calor, 778 ft lb_f/BTU
 m- gasto en masa, (lb/hr)
 P- presión, (lb_f/in² abs)
 P_T - potencia isoentrópica entregada por la turbina, (BTU/hr)
 P_{TMAX} - potencia real entregada por la turbina, (BTU/hr)
 Q- calor añadido al ó cedido por el sistema, (BTU/lb)
 Q_D - calor disponible en la salmuera, (BTU/lb)
 Q_H - energía añadida al sistema, (BTU/hr)
 Q_R - calor rechazado hacia el condensador, (BTU/hr)
 s- entropía específica, (BTU/lb°F)
 S- entropía, (BTU/°F)
 T- temperatura, (°F)
 T_{AF} - temperatura del agua fría, (°F)
 v- volumen específico, (ft³/lb)
 V- velocidad del fluido, (ft/s)
 W- trabajo añadido al ó cedido por el sistema, (BTU/lb)
 W_A - gasto de salmuera, (lb/hr)
 W_C - gasto de agua de circulación, (lb/hr)
 x- calidad de la mezcla agua-vapor
 Z- altura de la sección correspondiente, (ft)

Alfabeto griego.

- η_c - eficiencia del ciclo termodinámico del Ciclo de Flujo Total
 η_G - eficiencia mecánica del generador eléctrico

- η_m - eficiencia mecánica de la turbina
- η_T - eficiencia isoentrópica de expansión
- γ_R - eficiencia de utilización del recurso
- ϕ - eficiencia total del sistema

Subíndices.

- e- condición de salida
- i- condición de entrada
- s- condición isoentrópica
- t- condición de estancamiento

II. CICLO TERMODINAMICO

II.1. CICLO IDEAL.

El ciclo descrito en el capítulo anterior, termodinámicamente, consta de los siguientes procesos: (ver -- Fig. II.1).

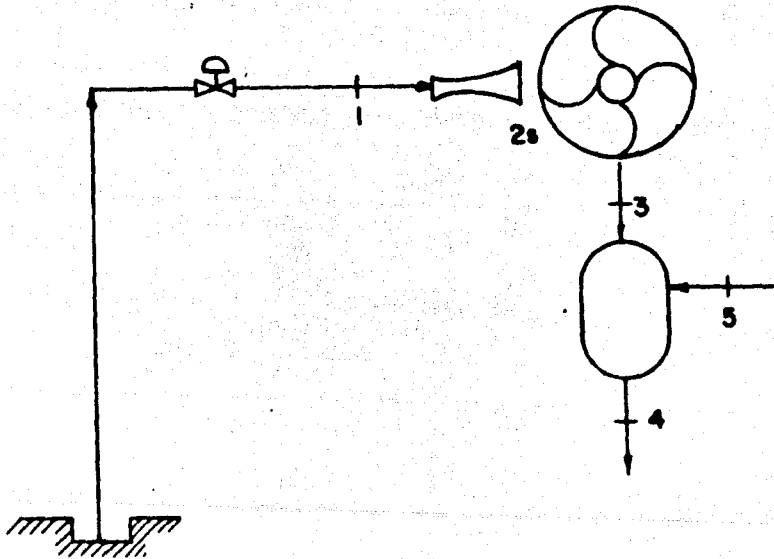


Fig. II.1

1-2s Proceso de expansión isoentrópica y adiabática -- del fluido geotérmico.

2s-3 Cambio de cantidad de movimiento.

3-4 Proceso de rechazo de calor a presión constante --

En la Fig. II.2 se muestra un diagrama T-s (Temperatu--

ra-Entropía) , en el que se pueden ver los procesos -- descritos anteriormente.

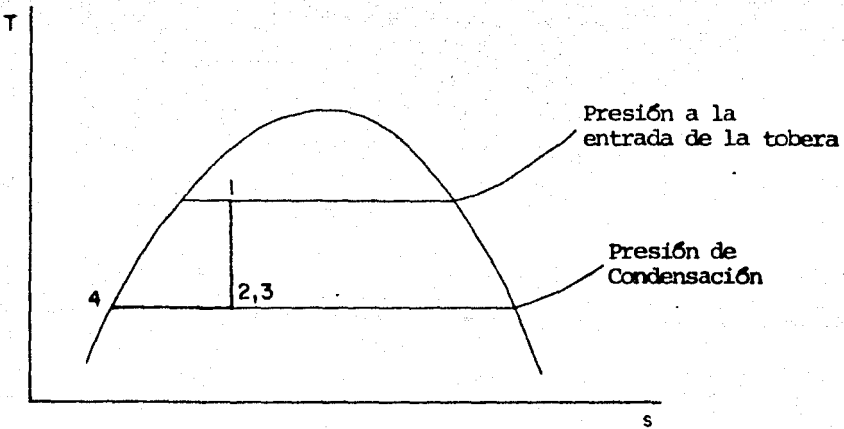
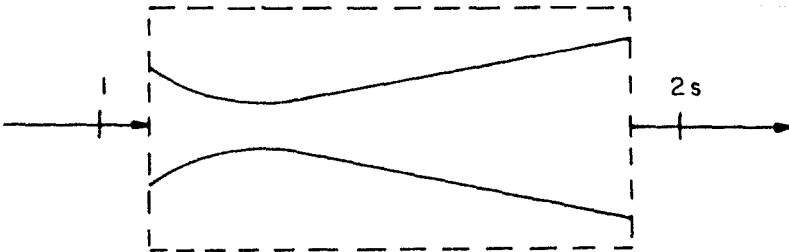


Fig.II.2

Basandonos en el ciclo que se muestra en la Fig.II.1 , analizaremos cada uno de los componentes.

Consideremos el siguiente volumen de control para el - analisis de la tobera.



Aplicando la 1a. Ley de la Termodinámica para un volumen de control , estado estable y flujo estable , tenemos:

$$Q + m \left(h_i + \frac{v_i^2}{2g_c} + z_i \frac{g}{g_c} \right) = m \left(h_e + \frac{v_e^2}{2g_c} + z_e \frac{g}{g_c} \right) + W \quad I$$

donde:

$$i = 1$$

$$e = 2s$$

Y, para nuestro caso no existe transferencia de calor, $Q = 0$, las secciones de entrada y salida se encuentran a la misma altura, por lo tanto $Z_1 = Z_{2s}$, no existe ni adición o entrega de energía en forma de trabajo, -- en consecuencia, $W = 0$, de donde la ecuación I queda:

$$m\left(h_1 + \frac{v_1^2}{2g_c}\right) = m\left(h_{2s} + \frac{v_{2s}^2}{2g_c}\right) \quad \text{II}$$

Ahora definimos lo siguiente:

$$h_t = h + \frac{v^2}{2g_c}$$

Por lo tanto la ecuación II queda:

$$mh_{t1} = mh_{t2s}$$

o:

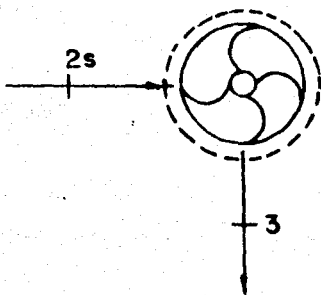
$$h_{t1} = h_{t2s}$$

A partir de la ecuación II, podemos determinar la velocidad a la salida de la tobera, la cual se aprovecha en la turbina de impulso, o sea:

$$v_{2s}^2 = v_1^2 + 2g_c(h_1 - h_{2s}) \quad \text{III}$$

De la ecuación III se puede notar que al perder presión, en la tobera, el fluido incrementa su velocidad; por lo tanto se debe buscar una presión baja para el punto 2s.

Tomando el siguiente volumen de control para la turbina, tenemos:



De nuevo, aplicando la 1a. Ley de la Termodinámica, tendremos:

$$i = 2s$$

$$e = 3$$

$$W = P_T$$

En la turbina no existe transferencia de calor, $Q=0$, las secciones de entrada y salida difieren poco en la altura, entonces $Z_{2s}=Z_3$ y por lo tanto la ecuación I queda:

$$m(h_{2s} + \frac{v_{2s}^2}{2g_c}) = m(h_3 + \frac{v_3^2}{2g_c}) + P_T \quad \text{IV}$$

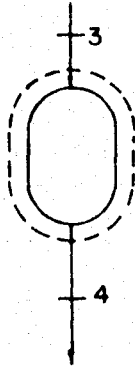
Considerando que trabajamos con una turbina de impulso, las pérdidas de presión son pequeñas, por lo tanto la potencia ideal entregada por la turbina es:

$$P_T = m \frac{(v_{2s}^2 - v_3^2)}{2g_c}$$

V

En la ecuación V debemos observar que la velocidad V_3 debe de ser lo mas baja posible para obtener potencias grandes. Además la velocidad V_{2s} , que también influye en la potencia, esta determinada por la presión de condensación.

Para el condensador tenemos el siguiente volumen de control.



En este caso, en la ecuación I:

$$i = 3$$

$$e = 4$$

$$Q = Q_R$$

En el condensador no se considera que exista adición o salida de energía en forma de trabajo, $W=0$, las secciones de entrada y salida se encuentran casi a la misma altura, $Z_3=Z_4$, no existe cambio de sección entre la entrada y la salida, $V_3=V_4$, por lo tanto:

$$Q_R + mh_3 = mh_4$$

VI

De la ecuación VI:

$$Q_R = m(h_4 - h_3) \quad \text{VII}$$

La ecuación VII expresa el calor rechazado por el condensador.

Eficiencia Termodinamica del Ciclo de Flujo Total.
De acuerdo con los ciclos anteriores la eficiencia termodinamica del ciclo de flujo total se define como la energía entregada por la turbina entre la energía añadida al sistema, o sea:

$$\eta_c = \frac{P_T}{Q_H} \quad \text{VIII}$$

El energía entregada por la turbina esta dada por la ecuación V, y la energía añadida al sistema, de acuerdo con la Fig. II.1, es:

$$Q_H = mh_1$$

Por lo tanto la ecuación VIII queda:

$$\eta_c = \frac{m(v_{2s}^2 - v_3^2)}{2g_c mh_1}$$

$$\eta_c = \frac{v_{2s}^2 - v_3^2}{2g_c h_1} \quad \text{IX}$$

La ecuación IX nos da la eficiencia termodinamica ideal del ciclo, ya que habría que considerar la v_2 real para determinar la eficiencia termodinamica real del ciclo.

En los ciclos anteriores la eficiencia de utilización del recurso, R' , se definió como la energía extraída a la salmuera dividida por la máxima energía disponible en dicha salmuera. En el Ciclo de Flujo Total no existe la eficiencia de utilización del recurso puesto que no extraemos -- energía de la salmuera para meterla al sistema sino que -- se introduce la salmuera con toda la energía que posee. -- Por lo tanto, la eficiencia total del ciclo estará dada -- por la ecuación XXIII del Capítulo III del Ciclo Binario:

$$\phi = \frac{P_T}{Q_D}$$

En donde, de nuevo Q_D es el calor disponible en la salmuera y esta dado por:

$$Q_D = W_A C_{pA} (T_1 - T_{AF})$$

II.2. DIVERGENCIAS ENTRE EL CICLO IDEAL Y EL CICLO REAL.

Al igual que en los ciclos mencionados anteriormente, en el Ciclo de Flujo Total existen pérdidas de energía que lo diferencian del ideal. Dichas pérdidas son semejantes a las de los análisis anteriores:

Pérdidas de presión: Las pérdidas de presión se presentan en las tuberías que se utilizan para la conducción del -- fluido geotérmico. Estas pérdidas provocan que la energía disponible en la tobera sea menor que la que sale ya sea del pozo ó de la separación primaria.

Pérdidas de calor: Las pérdidas de calor se localizan a lo largo de las tuberías. Por lo tanto el fluido geotérmico llega a las toberas a una temperatura menor que la original. Estas pérdidas se pueden disminuir si se utilizan los aislamientos necesarios en las líneas de conduc-

ción del fluido geotérmico.

Pérdidas en dispositivos de conversión de energía: Las pérdidas en las toberas y en la turbina se deben al comportamiento del fluido dentro de estos dispositivos. Además se presentan pérdidas en la conversión de energía mecánica a eléctrica.

En el análisis del ciclo real no se consideran pérdidas de presión y de calor, y sólo se consideran las pérdidas en las máquinas.

Por otro lado, como no se conoce el comportamiento del fluido geotérmico, se definen empíricamente las eficiencias de las toberas, turbinas y generador eléctrico.

Para la tobera:

$$\eta = \frac{\text{Velocidad real del fluido a la salida de la tobera}}{\text{Velocidad ideal, isoentrópica, calculada}}$$

Por lo tanto si conocemos el valor de η , podemos determinar la velocidad real del fluido que sale de las toberas.

También, las eficiencias mecánicas de los dispositivos de conversión se consideran empíricamente. Esto quiere decir que en base a las experiencias que se tienen con estos dispositivos, se definen dichas eficiencias.

En seguida se muestran gráficamente las pérdidas que se presentan en el ciclo.

Pérdidas de presión y de calor en tuberías: En la Fig. II.3 se puede ver que las condiciones a las que sale la salmuera del pozo ó de los separadores primarios, están representadas por el punto ii; las condiciones de entra

da a la tobera están representadas por 1. Nótese como en el punto 1 se ha sufrido una pérdida de presión y también de temperatura con respecto al punto 1i.

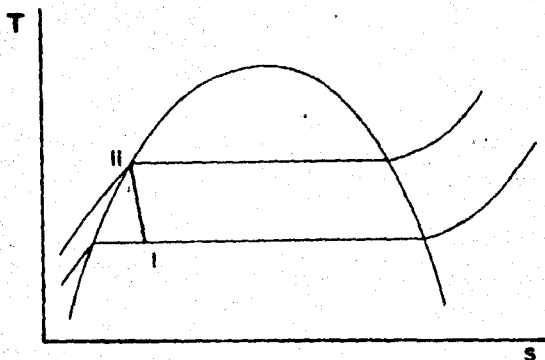


Fig. II.3

Pérdidas en toberas: En la Fig. II.4 se observa que, debido a que el proceso real en las toberas no es isoentrópico, la entalpía real es mayor que la ideal a la salida de la tobera (ver puntos 2 y 2s).

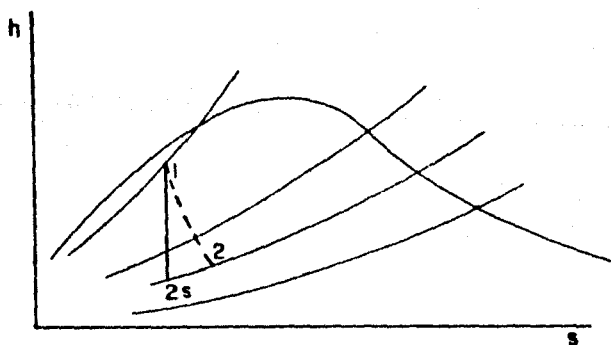


Fig. II.4

II.3. DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN DEL FLUIDO GEOTERMICO.

Los dispositivos de expansión que se pueden utilizar en un Ciclo de Flujo Total se pueden clasificar como sigue:

a. Dispositivos de Impulso/Reacción.

- a. 1 Flujo axial
 - a. 2 Flujo radial hacia el interior
 - a. 3 Flujo radial hacia el exterior
- b. Dispositivos de Desplazamiento Positivo.
- c. Dispositivos de Impulso.
- c. 1 Flujo tangencial
 - c. 2 Flujo axial

En seguida se da una breve descripción de cada uno de estos dispositivos, así como un análisis de su posible utilización en un Ciclo de Flujo Total.

- a. Dispositivos de Impulso/Reacción.
- a. 1 Flujo axial

Basicamente la turbina de flujo axial (turbina de vapor Curtiss/Rateau), es un dispositivo muy eficiente que opera a altas velocidades con etapas múltiples. Debido a la caída de presión que tiene lugar en estas turbinas, al trabajar con el fluido geotérmico utilizado en el Ciclo de Flujo Total, se presentan demasiados problemas con la formación de incrustaciones, las cuales son difíciles de remover.

Además, existen problemas prácticos de mantenimiento de los sellos rotativos, modificación de la geometría de acuerdo con la pérdida progresiva de presión en la cabeza del pozo y reducción en la eficiencia de las toberas debido a la segregación de líquido y de vapor en el conducto rotatorio.

a. 2 Flujo radial hacia el interior

La turbina de flujo radial hacia el interior es similar a la turbina hidráulica Francis, excepto por las toberas que se utilizan en lugar de álabes guía de entrada. Las ventajas de esta turbina son: alta eficiencia, pérdidas por fricción reducidas, flexibilidad en la selección del ángulo de la tobera, pérdidas por dispersión de flujo reducidas y mínimos problemas de vibración.

También, dentro de esta clasificación entra la turbina de arrastre de discos múltiples, que cuenta con una serie de discos delgados, paralelos entre sí, acoplados a una flecha y con un pequeño espacio entre ellos. El fluido se inyecta a través de toberas, en los espacios entre dichos discos, sigue una trayectoria espiral y por último sale por un puerto ubicado en el centro. Según pasa el fluido a través de los discos, ejerce un esfuerzo de fricción que da como resultado un par en la flecha. Debido a que el mecanismo de transferencia de momento es por arrastre, es posible que las gotas de líquido sean arrojadas radialmente y por lo tanto baje su eficiencia. Esta característica hace que no se considere a este dispositivo como uno de los más adecuados para el Ciclo de Flujo Total.

a. 3 Flujo radial hacia el exterior

Esta turbina, básicamente es una turbina de reacción hidráulica que puede trabajar con líquido saturado a temperaturas iguales ó menores de 350°F. Este dispositivo se recomienda cuando se cuente con fluidos geotérmicos de baja temperatura, debido a su simplicidad, relativa, alta eficiencia y sin problemas de erosión en los álabes.

b. Dispositivos de Desplazamiento Positivo.

Dentro de esta clasificación está el expansor de rotores helicoidales, el cual opera en base a la expansión directa del fluido en dos fases que proviene del pozo. El fluido entra a través de una válvula de control de tobera, pasa y se expande en los rotores y por último sale a través de un puerto de descarga.

Este dispositivo es mecánicamente simple y además cuenta con la ventaja de autolimpieza, como resultado del movimiento relativo rotor-rotor y rotor-carcaza.

Por otro lado, durante la expansión del fluido, parte de la fase líquida que representa aproximadamente el 80% de la masa total se evapora y este dispositivo alcanza el rendimiento óptimo con calidades entre el 15 y el 25%.

Cuando opera este dispositivo con presiones de descarga abajo de la atmosférica, alcanza un rendimiento bajo. Esto se debe a que a bajas presiones el flujo de masa se reduce y el volumen específico aumenta, con lo que la potencia generada disminuye.

Dentro de los dispositivos de desplazamiento positivo, también está la máquina de álabes oscilatorios rotatorios. Esta máquina, aunque es mecánicamente compleja y depende del contacto entre el pistón rotatorio y el álabes de sello que tiene lugar durante la expansión, ofrece el potencial necesario para alcanzar relaciones de expansión altas. Además, este dispositivo opera en un amplio rango de condiciones.

c. Dispositivos de Impulso.

c.1 Flujo tangencial.

La turbina de flujo tangencial ó rueda Pelton se ha recomendado para que opere con el fluido de dos fases -- proveniente de los pozos geotérmicos. Este dispositivo alcanza eficiencias del orden del 95%, dependiendo del ángulo en que se parte y sale el flujo del álabes. Las pérdidas más importantes de esta turbina provienen de la aspersion y dispersion del chorro, esto se debe al hecho de que las toberas se encuentran algo apartadas de los álabes de la turbina.

Entre las características de esta turbina, están su alta eficiencia, su simplicidad de fabricación, bajo grado de vibración y su fácil reparación ó reemplazo de - sus álabes.

c.2 Flujo axial.

La turbina de flujo axial es del tipo de la Curtiss -- (de pasos de velocidad) ó de la turbina de Laval. En estas turbinas el fluido pasa a través de una serie de toberas localizadas en la periferia de la rueda. El - fluido a alta velocidad que sale de las toberas choca con los álabes de la turbina y le imparte un impulso, que se aprovecha en la generación de electricidad. Entre las características que hacen que esta turbina pueda trabajar con el Sistema de Flujo Total están: la carencia de muchas partes móviles, construcción simple y alta eficiencia.

III. MEMORIA DE CALCULOS

Los calculos se realizaron tomando en cuenta las siguientes suposiciones:

- No existen caídas de presión en tuberías.
- No existen pérdidas de calor en tuberías.
- No existe disipación de calor en las toberas.

Los datos que tenemos son:

1. Temperatura, presión y gasto del fluido geotérmico.
2. Temperatura del sumidero de calor.
3. Acercamiento y rango del condensador.
4. Diámetro de la tubería que conduce el agua proveniente de los separadores primarios.
5. Coeficiente de velocidad de la tobera y eficiencia de la turbina.
6. Eficiencias mecánicas de turbina y generador.

Como se mencionó anteriormente los puntos 1 y 2 son datos reales del fluido geotermico y de las condiciones en donde se localiza la planta de Cerro Prieto.

El punto 3 se tomó de las referencias, en donde se recomienda, para el tipo de condensador propuesto, un acercamiento de 10°F y un rango de 20°F .

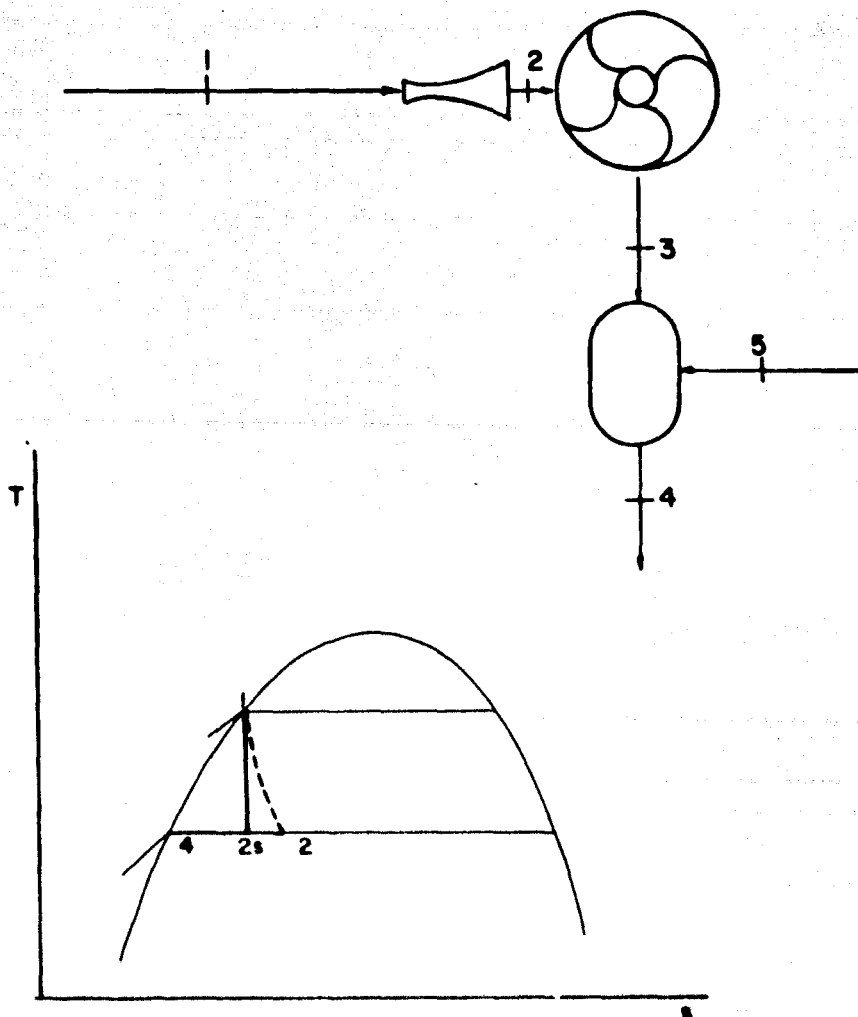
El punto 4 es dato real de la tubería que actualmente conduce la salmuera hacia una laguna de evaporación, en Cerro Prieto, Baja California ($D_1 = 8.125$ pulg.).

El coeficiente de velocidad de la tobera, del punto 5 se tomó de referencias, en donde indican un valor de 0.9 como máximo valor que se ha alcanzado experimentalmente. Por lo tanto un valor de 0.9 se considera adecuado y posible para una tobera que realmente opere en este ciclo. La eficiencia de la turbina también

se tomó de referencias. -

Las eficiencias mecánicas del punto 6, también se tomaron de referencias, en donde se recomienda para la turbina un valor de 0.988 y para el generador un valor de 0.973.

En la Fig. III.1 se muestra un diagrama T-s y un diagrama esquemático del ciclo que se va a analizar.



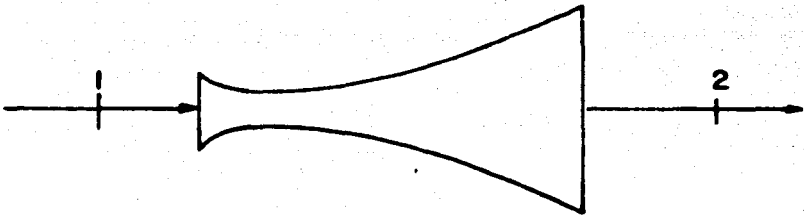
Con los datos anteriores, empezamos por determinar el área de la tubería que conduce la salmuera proveniente de los separadores primarios, por lo tanto:

$$A = \frac{1}{4} \pi D_1^2 \quad (1)$$

Ahora, a partir de tablas de vapor de agua, determinamos lo siguiente:

$$v_1 = v_f \quad @ \quad T_1$$

En la Tobera:



En seguida, con el dato obtenido en la ecuación (1) y -- con el dato anterior se calcula la velocidad del fluido que entra a la tobera.

$$v_1 = \frac{W_A v_1}{A} \quad (2)$$

Después se determina lo siguiente:

$$s_1 = s_f \quad @ \quad T_1$$

De acuerdo con la temperatura del agua de circulación, -- T_{AF} , se obtiene la presión de condensación, ó sea:

La temperatura de condensación es:

$$T_2 = T_{AF} + \text{Rango} + \text{Acercamiento} \quad (3)$$

La presión de saturación, de acuerdo con las tablas de vapor de agua es:

$$P_2 = P_s \quad @ \quad T_2$$

Considerando el proceso isoentrópico que tiene lugar en la tobera, tenemos:

$$s_1' = s_2 \quad (4)$$

Ahora se obtiene:

$$s_2' = s_f$$

$$s_2'' = s_{fg}$$

$$h_2' = h_f$$

$$h_2'' = h_{fg}$$

Tomando en cuenta la ecuación (4):

$$s_1 = s_2 = s_2' + x_{2s} s_2''$$

De donde, la calidad del fluido que sale de las toberas es:

$$x_{2s} = \frac{s_2 - s_2'}{s_2''} \quad (5)$$

Por lo tanto la entalpía ideal con que sale el fluido de la tobera está dada por:

$$h_{2s} = h_2' + x_{2s} h_2'' \quad (6)$$

Luego, la caída de entalpía en la tobera es:

$$\Delta h = h_1 - h_{2s} \quad (7)$$

A partir de la caída de entalpía determinada y de la velocidad con que entra el fluido a la tobera, encontramos la velocidad ideal con que sale el fluido de la tobera, es decir:

$$v_{2s}^2 = v_1^2 + 2g_c J \Delta h \quad (8)$$

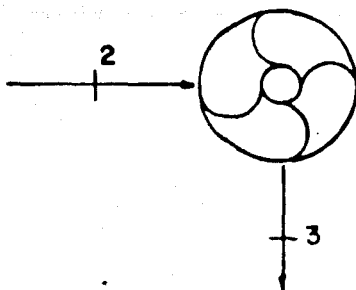
Y la velocidad real está dada por:

$$v_2 = \eta v_{2s} \quad (9)$$

Luego, la entalpía real con que sale el fluido de la tobera es:

$$h_2 = h_1 - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g_c J} \quad (10)$$

En la Turbina:



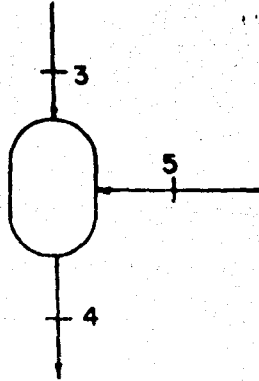
Con el dato obtenido en la ecuación (9) se calcula la potencia máxima entregada a la turbina, ó sea:

$$P_{TMAX} = W_A v_2^2 \eta_T / 2g_c J \quad (11)$$

Ahora, considerando la eficiencia mecánica de la turbina y la eficiencia del generador obtenemos la potencia máxima proporcionada por el generador:

$$P_T = P_{TMAX} \eta_m \eta_G \quad (12)$$

En el Condensador:



Haciendo un balance de energías en el condensador, tenemos:

$$m_3 h_3 + m_5 C_p (T_{AF} - 32) = m_4 C_p (T_4 - 32) \quad (13)$$

$$m_3 + m_5 = m_4$$

Pero:

$$m_3 = m_2 = W_A$$

$$T_4 = T_2$$

$$h_3 = h_2$$

Entonces las ecuaciones (13) quedan:

$$W_A h_2 + m_5 C_p (T_{AF} - 32) = m_4 C_p (T_2 - 32) \quad (14)$$

$$W_A + m_5 = m_4 \quad (15)$$

Sustituyendo m_4 de (15) en (14), tenemos:

$$W_A h_2 + m_5 C_p (T_{AF} - 32) = W_A C_p (T_2 - 32) + m_5 C_p (T_2 - 32)$$

$$W_A (h_2 - C_p (T_2 - 32)) = m_5 C_p (T_2 - T_{AF})$$

$$m_5 = W_A \frac{h_2 - C_p (T_2 - 32)}{C_p (T_2 - T_{AF})} \quad (16)$$

El calor rechazado es:

$$Q_R = m_5 C_p (T_2 - T_{AF}) \quad (17)$$

Por último la eficiencia del ciclo termodinámico es:

$$\eta_C = \frac{P_{TMAX}}{Q_H} \quad (18)$$

en donde:

$$Q_H = W_A h_1 \quad (19)$$

Luego, como no existe eficiencia de utilización del recurso para el Ciclo de Flujo Total, la eficiencia total del sistema está determinada por la siguiente ecuación:

$$\phi = \frac{P_{TMAX}}{Q_D} \quad (20)$$

donde:

$$Q_D = W_A C_{pA} (T_1 - T_{AF}) \quad (21)$$

IV. CALCULOS

Basandonos en la memoria de cálculos, del capítulo anterior determinamos el área de la tubería que conduce la salmuera proveniente de los separadores primarios mediante la ecuación (1):

$$A = \frac{1}{4} \pi \frac{8.125^2}{12}$$

$$A = 0.3601$$

En las toberas.

De tablas de vapor de agua:

$$v_1 = 0.01783$$

$$\textcircled{a} \quad T_1 = 337$$

$$h_1 = 309.2$$

La velocidad con la que el fluido entra a la tobera es, de la ecuación (2):

$$V_1 = \frac{6.6 \times 10^6 (0.01783)}{0.3601 (3600)}$$

$$V_1 = 90.77$$

La entropía en este punto es:

$$s_1 = 0.485 \quad \textcircled{a} \quad T_1 = 337$$

Ahora, la temperatura de condensación esta dada por la ecuación (3), ó sea:

$$T_2 = 89.6 + 20 + 10$$

$$T_2 = 119.6$$

La presión de condensación es:

$$P_2 = 1.67 \quad \text{②} \quad T_2 = 119.6$$

De la ecuación (4):

$$s_1 = s_2 = 0.485$$

De las tablas de vapor obtenemos:

$$s_{2'} = 0.1638$$

$$s_{2''} = 1.7713$$

$$h_{2'} = 87.48$$

$$h_{2''} = 1025.9$$

$$\text{②} \quad P_2 = 1.67$$

De donde la calidad del fluido que sale de la tobera es, de la ecuación (5):

$$x_{2s} = \frac{0.4850 - 0.1638}{1.7713}$$

$$x_{2s} = 0.1813$$

Luego, la entalpía ideal del fluido que sale de la tobera es, de la ecuación (6):

$$h_{2s} = 87.48 + 0.1813(1025.9)$$

$$h_{2s} = 273.51$$

La caída de entalpía es:

$$\Delta h = 309.2 - 273.51$$

$$\Delta h = 35.68$$

La velocidad ideal con que sale el fluido, según la ecuación (8), es:

$$V_{2s}^2 = (90.77)^2 + 2(32.2)(778)(35.68)$$

$$V_{2s}^2 = 1796305.268$$

$$V_{2s} = 1340.26$$

La velocidad real con que sale el fluido, para $\eta = 0.9$, es, de la ecuación (9):

$$V_2 = 0.9(1340.26)$$

$$V_2 = 1206.23$$

Luego, la entalpía real con que sale el fluido de la tobera esta dada por la ecuación (10):

$$h_2 = 309.2 - \frac{1206.23^2 - 90.77^2}{2(32.2)(778)}$$

$$h_2 = 280.32$$

En la turbina.

La potencia máxima que el fluido cede a la turbina es, de acuerdo con la ecuación (11):

$$P_{TMAX} = \frac{6.6 \times 10^6 (1206.23)^2 (0.9)}{2(32.2)(778)}$$

$$P_{TMAX} = 1.7249883 \times 10^8$$

Luego la potencia generada es, considerando;

$$\eta_m = 97.30\%$$

$$\eta_G = 98.80\%$$

de la ecuación (12):

$$P_T = 1.7249883 \times 10^8 (0.973) 0.988$$

$$P_T = 1.6582727 \times 10^8$$

$$P_T = 48601.20 \text{ kw}$$

En el condensador.

El gasto de agua de circulación, de acuerdo con la ecuación (16), es:

$$m_5 = 6.6 \times 10^6 \frac{280.32 - 1(119 - 32)}{1(119.6) - 1(89.6)}$$

$$m_5 = 4.23984 \times 10^7$$

El gasto de condensado es, de la ecuación (15):

$$m_4 = 6.6 \times 10^6 + 4.23984 \times 10^7$$

$$m_4 = 4.89984 \times 10^7$$

El calor rechazado lo calculamos de la ecuación (17):

$$Q_R = 4.23984 \times 10^7 (1) (119.6 - 89.6)$$

$$Q_R = 1.271952 \times 10^9$$

Eficiencias.

Eficiencia del Ciclo Termodinámico.

Con la ecuación(19) calculamos la energía que entra al sistema:

$$Q_H = 6.6 \times 10^6 (309.2)$$

$$Q_H = 2.04072 \times 10^9$$

La eficiencia del ciclo termodinámico es, de la ecuación(18):

$$\eta_c = \frac{1.7249883 \times 10^8}{2.0400720 \times 10^9}$$

$$\eta_c = 0.0845$$

$$\eta_c = 8.45\%$$

Eficiencia Total

Tenemos que el calor disponible en la salmuera es, de la ecuación(21)

$$Q_D = 6.6 \times 10^6 (1) (337 - 89.6)$$

$$Q_D = 1.63284 \times 10^9$$

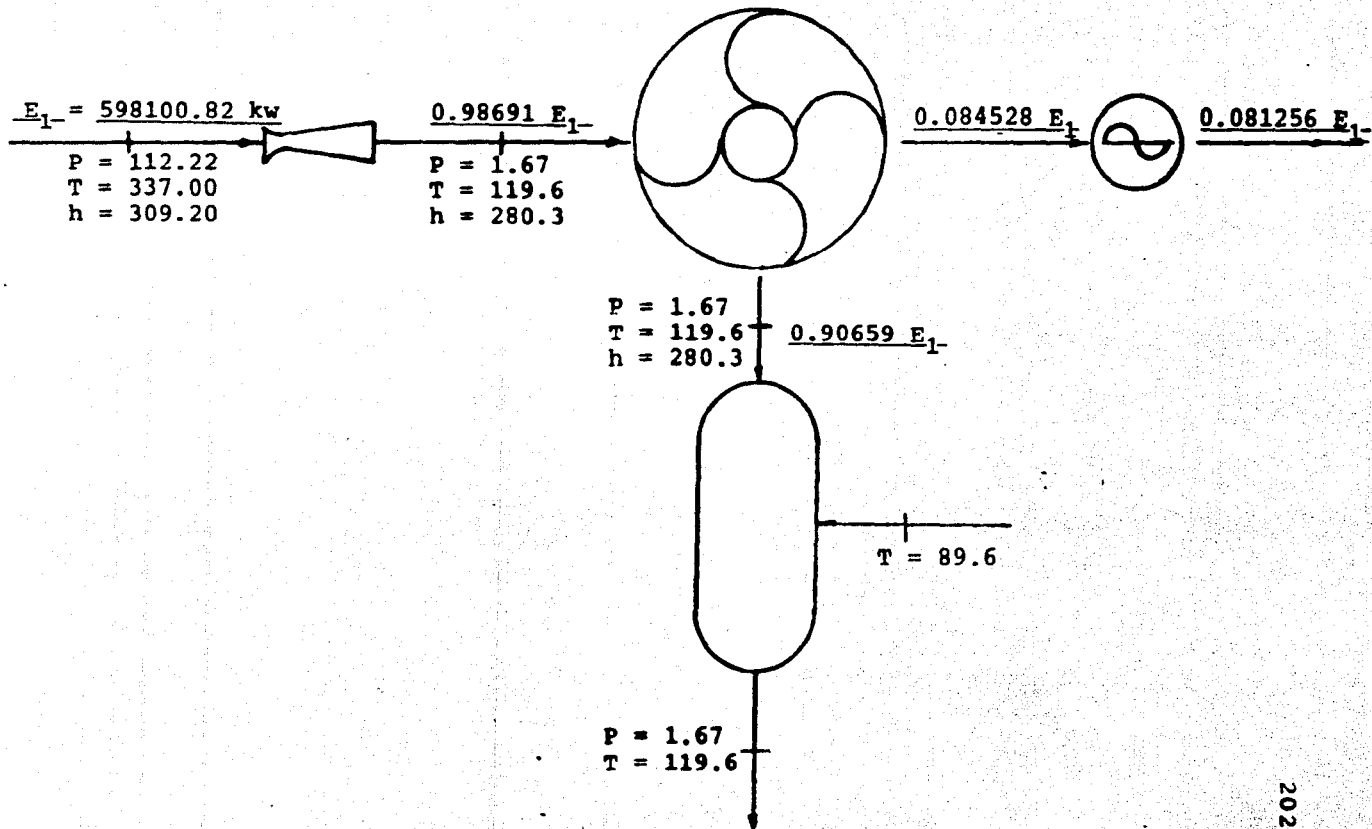
La eficiencia total es, de la ecuación(20):

$$\phi = \frac{1.7249883 \times 10^8}{1.6328400 \times 10^9}$$

$$\phi = 0.1056$$

$$\phi = 10.56\%$$

En la siguiente figura se muestra un diagrama esquemático del ciclo analizado junto con las condiciones del fluido en los diferentes puntos del ciclo.



CONCLUSIONES

Los resultados de este estudio se resumen en la Tabla I que se muestra a continuación:

Tabla I

	CICLO SIMPLE	CICLO BINARIO	CICLO DE FLUJO TOTAL
P_{TR}	30039.848 kw	40193.825 kw	48601.20 kw
Q_H	7.32944×10^8	8.93316×10^8	2.04072×10^9
Q_R	5.71539×10^8	7.43867×10^8	1.27195×10^9
W_C	1.90513×10^7	4.95911×10^7	4.23984×10^7
η_c	14.54%	16.73%	8.45%
ϕ	6.526%	9.15%	10.56%

Desde el punto de vista termodinámico, de los resultados anteriormente expuestos en la Tabla I, concluimos que el Ciclo de Flujo Total es el que aprovecharía mejor la energía de la salmuera que actualmente se desecha a una laguna de evaporación en la planta geotermoeléctrica de Cerro Prieto, Baja California. Sin embargo, hay que hacer notar que este es el ciclo que rechaza más calor y por lo tanto el que tiene la menor eficiencia termodinámica.

Por otro lado, el Ciclo Binario es el segundo sistema -- que aprovecharía mejor la energía de la salmuera. Además, este ciclo rechaza menos calor hacia el condensador y -- tiene la mayor eficiencia termodinámica con respecto a -- los otros ciclos.

Ahora bien, aunque el Ciclo Simple es uno de los sistemas más estudiados en la actualidad; en el caso de la salmuera de Cerro Prieto, no resulta muy adecuado para esta última. Esto se puede deducir al observar la Tabla I antes mostrada. En esa tabla se nota que el Ciclo Simple es el que menos aprovecha la energía de la salmuera y -- por lo tanto tiene una eficiencia total baja. También en la misma Tabla I se puede observar que este ciclo es el que menos rechaza calor al condensador y el que posee una eficiencia termodinámica un poco menor que la del Ciclo Binario. Luego entonces, concluimos que el ciclo que termodinámicamente se adaptaría mejor a las condiciones de la salmuera de Cerro Prieto es el Ciclo Binario.

A lo anteriormente explicado, podemos añadir que es necesario realizar un análisis económico que evalúe y --- compare los costos del equipo que utilizaría el Ciclo de Flujo Total, el Ciclo Binario y el Ciclo Simple. Este análisis tomaría en cuenta factores tales como: el costo de la adquisición de materiales resistentes a la corrosión e incrustaciones provocadas por la salmuera y/ó el costo de componentes reemplazables en el caso del -- Ciclo de Flujo Total. En el caso del Ciclo Binario, este análisis consideraría el costo asociado con la fabricación de turbinas de capacidades mayores que las establecidas para las turbinas que trabajan con hidrocarburos (25000 hp (18.64 Mw)); además también consideraría el costo asociado con la fabricación de intercambiadores de alta capacidad, así como el asociado con el mantenimiento y limpieza de estos dispositivos (sistema de remoción de gases no condensables y servicio de limpieza periódica de las superficies de transferencia de calor).

Con este análisis económico se completará nuestro estudio y en ese caso se estará en posición como para recomendar el ciclo que termodinámicamente y económicamente resulte más conveniente para las condiciones de la salmuera que actualmente se desecha en Cerro Prieto.

BIBIOGRAFIA.

1. " Geothermal heat; to what extent can it satisfy our energy hunger ? " Armstead HCH - CME June 1977.
2. " The Total Flow Concept for recovery of energy from geothermal hot brine deposits " Austin A.L., Higgins G.H. and Howard J.H.; Lawrence Livermore Laboratory; UCRL 51366 Apr. 1973.
3. " Electric power generation from geothermal hot water deposits " Austin A.L. and Lundberg A.W. - Mechanical Engineering, December 1975.
4. " Planta Geotermoeléctrica de Cerro Prieto ", Gerencia General de Planeación y Programa, Subgerencia de Recursos Energéticos, CFE, Junio de 1973.
5. " Regenerative Vapor Cycle with Isobutane as Working - Fluid ", Chou J.C.S., Ahluwalia R.K. and Woo E.Y.K. - Geothermics(1976); Vol.3, N.3.
6. " La explotación y el aprovechamiento de la energía - geotérmica ", Tomos I y II, UNAM 1973, García Muñoz - Jaime Ignacio, Gutierrez Ramirez Ranulfo, Lima Lobato Enrique Manuel y Vega Vazquez José Luis.
7. " A Comparison of three working fluids for the design of Geothermal Power Plants ", Dennis G. Shepperd - Sibley School of Mechanical and Aerospace Engineering; Cornell University Ithaca, New York, 12th IECEC 7791-28.
8. " Optimization of Thermodynamic Efficiency in Binary Type Geothermal Electric Power Generating Plants ", -

Eno Eugene - Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, California 94720 - Sep. 1975.

9. " Analysis of Selected Geothermal Power Cycles ", Ha jela G.P., Recht H.L., Lee W.T., Shapiro A.R., Springer T.H., National Geothermal Conference Palm Springs, Calif. - April 1976.
10. " Fluorinols ", Halocarbon Products Corporation, 1978.
11. " Geothermal Power Generation using the Binary Cycle " Holt Ben, Hutchinson A.J.L., Cortez Douglas S. - Geothermal Energy - August 1973.
12. " Working Fluid and Cycle Selection Criteria for Binary Geothermal Power Plant ", Ingvarson I.J. and Turner S.E. - Geothermal Resources Council, Transactions July 1973.
13. " Freon Turbine ", Koji Sega - Chemical Economy and Engineering Review, August 1974.
14. " Preliminary Thermal Analysis of Binary Cycle for Geothermal Pilot Plant ", Madsen W.W., Ingvarson I.J. - Aerojet Nuclear Company, Feb. 1975.
15. " The Experimental Freon Geothermal Power Station in - the USSR ", Schubin B.F. - Elektricheskoyestanstil, N. 5, 1967.
16. " Power from the earth ", Shearer A.R. - Government -- Printer, Wellington, New Zeland 1970.
17. " Geothermoelectric Power Plants of Lardarello and Monte Amiata ", Serie Grandi Impianti Enel - 1976.

18. " Fluid Thermodynamic properties for Light Petroleum - Systems ", Starling Keneth E. - Gulf Publishing Company, 1973.
19. " Fundamentos de Termodinámica ", Van Wylen Gordon y - Sonntag E. Richard - Ed. Limusa, 1973.
20. " Proceedings of the United Nations Conference on New Sources of Energy ", Rome 1961, Geothermal Energy II, Vol.3.