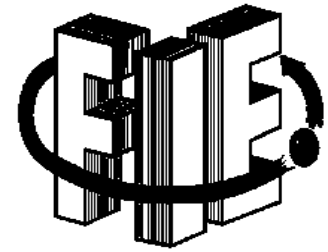




**Universidad
Michoacana de San
Nicolás de Hidalgo**



Facultad de Ingeniería Eléctrica

Tesis:

Análisis de una Termoeléctrica en una Región Sobrecalentada Basada en Polinomios
de Aproximación

Presenta:

Benjamín Macedo Bautista

Para obtener el título de:

Ingeniero Electricista

ASESOR:

Doctor en Ingeniería Eléctrica

Gilberto Gonzáles Avalos

Morelia, Mich.

Noviembre del 2018

Agradecimientos

A lo largo de mi vida ha habido personas las cuales han influido en mí, tanto en lo personal como en lo académico, unas de forma más impactante que otras, no obstante, quiero agradecer a cada una de ella por su apoyo y su cariño.

Agradezco primero que nada a mi madre María Bautista, que fue y sigue siendo un ejemplo de mujer, que siempre se esmeró en dar lo mejor de sí, la cual nunca tiene un pero cuando se trata del bienestar de su familia.

A mi hermano mayor José Félix Macedo que fue como mi padre, que, aunque siempre muy estricto porque la vida así lo enseñó, nunca hubo en sus labios y en su actuar un no por respuesta en cuanto se trataba para apoyarme en lo que necesitara ya fuera personal o académicamente. Así como a mi hermano Filemón Macedo que sin duda alguna también se convirtió en uno de los pilares principales en el que pude apoyarme.

A mis hermanos en general que con su apoyo y animo siempre me entusiasmaron para conocer algo nuevo desde pequeño.

A mis amigos de toda la vida Paola Dariana y Christian, que siempre estuvieron allí, aun cuando no era el mejor de mis momentos. Así como a mi asesor de tesis, el Dr. Gilberto Gonzales, que gracias a su guía y sobre todo su paciencia al instruirme en este proceso, hoy se pudo dar por concluida esta etapa de mi vida.

Dedicatoria

Este proyecto de vida no es solo mío, sino de toda mi familia, a mi madre y hermanos, los cuales con su amor y anhelo en que tuviera una formación académica y personal más adecuada que la que muchos de ellos se vieron imposibilitados a tener, me apoyaron incondicionalmente, los cuales me instruyeron y guiaron para con su ejemplo, ser una persona honesta e incansable, y sobre todo a la hora de corregirme cuando estaba a punto de querer abandonar.

A la vida que, aunque no se logre apreciar de la forma correcta, tarde o temprano nos muestra las cosas más importantes tal y como son. A todas esas personas, las cuales han influenciado de forma positiva en mí ser, no me queda más que decir un enorme y afectuoso...

¡¡¡GRACIAS!!!

Índice

Agradecimientos	ii
Dedicatoria	iii
Índice.....	iv
Resumen.....	vii
Palabras clave	viii
Abstract	ix
Keywords	x
Lista de figuras	xi
Lista de tablas	xiii
Glosario de términos	xiv
Capítulo 1 Introducción.....	16
1.1. Antecedentes	16
1.2. Objetivo	17
1.3. Justificación	17
1.4. Metodología	18
1.5. Contenido de la tesis.....	18
Capítulo 2 Antecedentes de las centrales eléctricas.....	20
2.1. La energía eléctrica	20
2.2. Clasificación de las centrales eléctricas.....	20
2.3. Centrales termoeléctricas	21
2.3.1. Centrales de vapor	22
2.3.2. Centrales de turbina a gas	25
2.4. Centrales hidroeléctricas.....	28
2.4.1. Hidroeléctricas de río.....	29
2.4.2. Hidroeléctricas con casa de maquina junto a la cortina	29
2.4.3. Hidroeléctricas con derivación.....	30
2.5. Plantas eléctricas eólicas.....	31
2.5.1. Disposición general	32
2.5.2. Comportamiento eólico.....	33

2.5.3. Caracterización energética	34
2.5.4. Energía del viento.....	34
2.6. Plantas solares (fotovoltaicas).....	35
2.6.1. La energía solar fotovoltaica	36
2.6.2. Los sistemas fotovoltaicos	38
2.7. Centrales geotérmicas.....	40
Capítulo 3 Análisis de los componentes de una central termoeléctrica	42
3.1. Antecedentes históricos	42
3.2. Fuentes de energía utilizadas	42
3.3. Partes de una termoeléctrica y su funcionamiento	43
3.4. Tipos y propiedades de los combustibles	45
3.4.1. Carbón natural	45
3.4.2. Gas-oil.....	46
3.4.3. Fuel-oil.....	47
3.4.4. Gas natural	48
3.5. Almacenamiento de los combustibles	48
3.6. Molinos de trituración de carbones	49
3.7. Circuito aire-gases de un generador de vapor	53
3.8. Quemadores para combustible pulverizado	54
3.9. Quemadores de carbón pulverizado	55
3.10. Quemadores para combustibles líquidos	57
3.11. Vaporizadores y sobre calentadores	59
3.12. Precalentadores de aire	60
3.13. Extractor de residuos de combustión.....	62
3.14. Colector de polvo	62
3.15. La caldera.....	65
3.16. El condensador y el circuito de agua de circulación.....	67
3.17. Instalaciones refrigeradoras del agua de circulación del condensador	69
3.18. Turbinas de vapor	71
3.19. El condensador	78
3.20. Bombas de alimentación y extracción	81
Capítulo 4 Análisis energético de una termoeléctrica con sobrecalentamiento.....	86

4.1. Ciclo de la turbina de vapor	86
4.2. Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento (Ciclo de Hirn).....	87
4.3. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio	90
4.4. Ciclo Rankine con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.....	91
4.5. Ciclo de Joule ideal	92
4.6. Imperfecciones en una planta real (efecto de las irreversibilidades)	94
4.7. Limitaciones del ciclo de vapor simple	97
4.8. Efectos del mejoramiento de las condiciones terminales del vapor	99
4.9. Vacío en el condensador	99
4.10. Temperatura inicial del vapor	100
4.11. Presión inicial del vapor	101
4.12. Resumen de resultados para ciclos de precalentamiento ideales	102
4.13. Cálculo de la velocidad de flujo de la caldera por unidad de flujo al condensador	103
4.14. Calculo de la eficiencia del ciclo y el gasto térmico.....	104
4.15. División óptima del incremento de entalpía total entre los calentadores individuales....	105
4.16. Temperatura final optima de la alimentación	107
4.17. Selección del número de etapas de precalentamiento	109
Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones	126
5.1. Conclusiones	126
5.2. Recomendaciones	128
Bibliografía.....	129

Resumen

En esta investigación se da a resaltar las ventajas que tiene una planta termoeléctrica a comparación de otro tipo de plantas generadoras de energía eléctrica, se exponen también algunas cualidades que sobresalen, al igual que también algunos puntos en contra en comparación a otro tipo de plantas generadoras de electricidad, para así mismo ser mejorados y de ser posible corregidos ya en un proyecto de investigación a futuro.

Se expone el uso de los recursos y como estos se pueden aprovechar de manera más eficiente para así utilizarlos en el proceso de generación de vapor que es la fuente motriz de las turbinas que tiene este tipo de plantas, así como la forma de deshacerse de los residuos tóxicos que se generan en el proceso sin afectar en lo posible al medio ambiente.

Unos de los factores más importantes y fundamentales si no es que el más importante, es el estudio de como la planta se comporta mediante los diferentes ciclos termodinámicos y entalpícos que suceden dentro de ella al ponerla en funcionamiento, que aunque son muy similares pueden llegar a variar al extender el tiempo y al variar un poco la temperatura a la que está sometido dicho proceso de generación eléctrica, en estos ciclos destacan el ciclo de Mollier, el ciclo de Brayton y el ciclo Rankine que son los ciclos fundamentales que siguen las turbinas de vapor y que utiliza una variación extendida del ciclo termodinámico de Joule además de las presiones que ejercen dentro de este tipo de plantas eléctricas.

Mediante investigación bibliográfica también se dan a conocer algunos ejemplos de los componentes de dichas plantas y su funcionamiento, que aunque no es muy extensa para que así no sea muy tediosa para el lector, si da de forma concreta y basta tanto como para que el lector entienda de que se trata, sí como los cálculos que conllevan dichos ciclos, por lo cual la información obtenida en esta investigación da referencia a un ejemplo conciso del proceso en los que estos ciclos actúan y como las plantas lo aprovechan para así generar un mayor rendimiento.

Palabras clave

Centrales, termoeléctrica, ciclo, Rankine, Mollier, electricidad, termodinámico, entalpia, entropía, polinomio de aproximación, energia.

Abstract

This research is about highlighting the advantages of a thermoelectric plant compared to other types of electric power generating plants, it also exposes some qualities that stand out and why not some points against it to be improved and to be possible corrected already in a future research project.

It exposes the use of resources and how they can be used more efficiently to use them in the steam generation process that is the driving source of the turbines that have this type of plants, as well as the way to get rid of them. toxic waste that is generated in the process without affecting the environment as much as possible.

One of the most important and fundamental factors, if not the most important, is the study of how the plant behaves through the different thermodynamic and enthalpy cycles that occur within it when it is put into operation, although they are very similar they can reach vary by extending the time and by varying a little the temperature to which this process of electric generation is subjected, in these cycles highlight the Mollier cycle, the Brayton cycle and the Rankine cycle which are the fundamental cycles that follow the turbines of steam and that uses an extended variation of the thermodynamic cycle of Joule in addition to the pressures exerted within this type of power plants.

By means of bibliographical investigation some examples of the components of these plants and their operation are also made known, that although it is not very extensive so that it is not very tedious for the reader, if it gives of concrete form and enough so that the reader understand what is involved, as well as the calculations involved in these cycles, so the information obtained in this research refers to a concise example of the process in which these cycles act and how the plants take advantage of it to generate higher performance .

Keywords

Centrals, thermoelectric, cycle, Rankine, Mollier, electricity, thermodynamic, enthalpy, entropy, approximation polynomial, energy.

Lista de figuras

Figura 2. 1. Diagrama de Mollier.....	23
Figura 2. 2. Esquema simplificado de una central termoeléctrica a vapor.	24
Figura 2. 3. Ciclo de Brayton; a) Diagrama p-v; b) Diagrama h-s.....	25
Figura 2. 4. a) Ciclo de Brayton ideal; b) Ciclo de Brayton real.	26
Figura 2. 5. Esquema de una turbina de combustión a una presión constante.....	27
Figura 2. 6. Ciclo de brayton regenerativo (T-S).....	27
Figura 2. 7. Esquema de una hidroeléctrica del rio.....	29
Figura 2. 8. Esquema de planta hidroeléctrica con casa de máquinas junto a la cortina.....	30
Figura 2. 9. Planta hidroeléctrica con derivación.	31
Figura 2. 10. Disposición típica dentro de la góndola de un aerogenerador de eje horizontal de tamaño medio con sistemas modulares.	33
Figura 2. 11. Representación de la generación eléctrica fotovoltaica.	37
Figura 2. 12. Celda fotovoltaica.....	37
Figura 2. 13. Esquema de una red fotovoltaica conectada a la red.	39
Figura 2. 14. Esquema de un sistema eléctrico aislado.	40
Figura 3. 1. Esquema de funcionamiento de una planta termoeléctrica clásica.....	44
Figura 3. 2. Disposición general de un sistema de preparación separada.	50
Figura 3. 3. Disposición general de un sistema de preparación directa.	51
Figura 3. 4. Molino de bolas Hardinge.....	52
Figura 3. 5. Molino de bolas Babcock-Wilcox.....	52
Figura 3. 6. Circuito aire gas.....	54
Figura 3. 7. Quemadores de tipo laminar.	55
Figura 3. 8. Quemadores de turbulencia tipo Babcock-Wilcox.....	56
Figura 3. 9. Quemadores de turbulencia tipo R, Rosencrants.....	56
Figura 3. 10. Sistema tangencial.	57
Figura 3. 11. Diversas posiciones de la llama según la inclinación de los quemadores.	57
Figura 3. 12. Curvas de funcionamiento de los quemadores con fluido auxiliar.....	58
Figura 3. 13. Esquema de un quemador para combustibles líquidos.	59
Figura 3. 14. Grafica de funcionamiento de los sobre calentadores	60
Figura 3. 15. Precalentador tubular.	61
Figura 3. 16. Precalentador de aire Ljungstrom.....	61
Figura 3. 17. Cenicero con cierre hidráulico.	62
Figura 3. 18. Colector mecánico de cenizas Buell.....	63
Figura 3. 19. Colector multi-ciclón Prat-Daniel.	63
Figura 3. 20. Colector electrostático ACEC.	64
Figura 3. 21. Separador electromecánico de polvo.	65
Figura 3. 22. Principio de funcionamiento de la circulación natural (A).	66
Figura 3. 23. Principio de funcionamiento de la circulación natural (B).	66
Figura 3. 24. Esquema de pared de tubos.	67
Figura 3. 25. Eyector de dos escalones Ingersoll Rand.....	68
Figura 3. 26. Esquema de una instalación refrigeradora competa.	69
Figura 3. 27. Esquema de una torre de refrigeración por aire forzado.....	70

Figura 3. 28. Esquema de funcionamiento de instalación de una turbina de vapor y sus accesorios.....	71
Figura 3. 29. Comportamiento del equivalente mecánico del calor.....	73
Figura 3. 30. Triángulo de velocidades de una turbina de vapor de impulso.	73
Figura 3. 31. Comportamiento presión-velocidad en las paletas de un generador de vapor.....	74
Figura 3. 32. Esquema par distribuidor-rueda con su triángulo de velocidades.	76
Figura 3. 33. Curva de distribución de velocidad de una caída termodinámica de una turbina de reacción.	77
Figura 3. 34. Diagrama presión-volumen de una turbina de vapor.....	79
Figura 3. 35. Condensador de superficie.	80
Figura 4. 1. Representación en diagrama T-S del ciclo de las turbinas de vapor y de los equipos fundamentales necesarios para su realización.....	87
Figura 4. 2. Ciclo con sobrecalentamiento.	88
Figura 4. 3. Esquema simplificado de una central termoeléctrica de vapor sobrecalentado.....	90
Figura 4. 4. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.	90
Figura 4. 5. Esquema simplificado de una central termoeléctrica con recalentado intermedio.	91
Figura 4. 6. Ciclo con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.	91
Figura 4. 7. Esquema simplificado de una central termoeléctrica con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.	92
Figura 4. 8. Diagramas de estado del ciclo de Joule.	93
Figura 4. 9. Diagrama de entalpía-entropía para ciclo irreversible, considerando la ineficiencia de la turbina y el compresor.....	95
Figura 4. 10. Variación de la eficiencia del ciclo con el coeficiente isoentrópico de temperaturas con una temperatura ambiente de 15 °C.	97
Figura 4. 11. Temperatura media de entrada térmica $\bar{T}_B$ en el ciclo de Rankine.	98
Figura 4. 12. Efecto al incrementar a) temperatura inicial T_b ; b) presión inicial p_B en el ciclo de Rankine.	101
Figura 4. 13. Diagrama de flujo para una planta con una serie de calentadores DC (contacto directo).....	103
Figura 4. 14. Diagrama de temperatura-entropía para un ciclo de precalentamiento práctico con n calentadores.	108
Figura 4. 15. Grafica adimensional del mejoramiento del gasto térmico debido al precalentamiento en la planta sin recalentamiento.....	110
Figura 4. 16. Diagrama de una central termoeléctrica con recalentamiento.	110

Lista de tablas

Tabla 2. 1. Relación entre la velocidad del viento, su valor en grados Beaufort, sus efectos fácilmente apreciables, la densidad de potencia, la energía a lo largo de un año y su presión dinámica $\rho v^2/2$	35
Tabla 3. 1. Composición de los carbonos naturales.....	45
Tabla 3. 2. Características medias del gas-oil.....	46
Tabla 3. 3. Características físico químicas de varios tipos de fuel oil.	47
Tabla 3. 4. Valores habituales de las turbinas de vapor.	78
Tabla 4. 1. Valores de tabla de vapor sobrecalentado.....	114
Tabla 4. 2. Valores de temperatura vs entalpia de la tabla de vapor sobrecalentado.....	115
Tabla 4. 3. Interpolación de los valores en tabla de vapor a una temperatura de 640 °C a una presión de 150bar.	117
Tabla 4. 4. Interpolación de entalpia a una presión de 14Mpa.	119
Tabla 4. 5. Interpolación de entalpia a una presión de 16Mpa.	120
Tabla 4. 6. Interpolación de los valores en tabla de vapor a una temperatura de 620 °C a una presión de 150bar.	120
Tabla 4. 7. Interpolación de los valores en tabla de vapor a una temperatura de 620 °C a una presión de 4Mpa.	121
Tabla 4. 8. Valores de operación en una sola región a temperaturas de 600, 620 y 640°C.	123
Tabla 4. 9. Calidad del vapor de salida a temperaturas de 600, 620 y 640 °C.	124
Tabla 4. 10. Eficiencia de la central termoeléctrica a variación de temperaturas de 600, 620 y 640 °C.	125

Glosario de términos

Interpolación	Obtención de nuevos puntos a partir de otros ya existentes
CFE	Comisión Federal de Electricidad
N(Newton)	Fuerza que se le aplica a un cuerpo y proporcionarle una aceleración
Pa(pascal)	Unidad de presión de 1 Newton sobre un metro cuadrado
J(Joule)	Energía en forma de calor y trabajo
W(Watt)	Unidad de potencia de energía
Wh	Medida de un Watts en una hora
mW	Milímetros en watts
KW	Kilos watts
MW	Mega watts
r.p.m	Revoluciones por minuto
Kg(Kilogramos)	Unidad de masa
Cm(Centimetro)	Unidad de medida igual a la centésima parte de un metro
cm^3	Centímetro cubico
m(Metro)	Unidad del sistema métrico decimal
m^3	Metro cubico
V	Velocidad
Cal	Calorías
°C	Grados centígrados
°K	Grados Kelvin
°F	Grados Fahrenheit
Bar	Unidad de presión de 1000 barias

Entalpía	Cantidad de energía contenida en una sustancia o sistema
Entropía	Grado de desorden molecular en una sustancia o sistema
Isoentrópico	Entalpia permanece constante
Austenítico	Grupo familiar de aceros inoxidables
Polinomio	Suma o resta de números finitos o términos

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes

Idealmente una central termoeléctrica es de las plantas más eficientes en nuestro país debido a que el recurso más abundante es el agua, los cuales se encuentran en gran medida en muchas zonas geográficas en forma de cauces de ríos o lagos, a comparación con otros recursos que, aunque abundantes no se cuenta con la tecnología o una zona apropiada para su implementación tales como los parques eólicos o solares por mencionar un ejemplo.

Desde hace ya muchas décadas, las tecnologías utilizadas en una central termoeléctrica no han generado ningún cambio en su modelo básico de diseño debido a su eficiencia, tales como son las turbinas o condensadores. Sin embargo, debido a las exigencias cada vez mayores para proveer de energía eléctrica a los consumidores que con el paso del tiempo va en incremento, se tienen que buscar nuevas formas de satisfacerlos con los recursos disponible, por lo tanto, la importancia de la investigación en su funcionamiento es imperativa.

Actualmente, hay muchos medios para generar vapor y así utilizarlo en el proceso de una planta termoeléctrica tales son los yacimientos gaseosos a altas temperaturas que salen del subsuelo, o aprovechar otro tipo de recursos como los nucleares por mencionar algunos, pero debido a que son muy escasos dichos yacimientos o muy cara su construcción y manutención es que se opta por mantener y mejorar las plantas termoeléctricas alimentadas con combustibles fósiles o naturales de la zona, pero como ya es bien sabido estos cada vez más están por agotarse.

Por ello, el estudio de los distintos ciclos termodinámicos regenerativos de energía es base para así de ser posible mejorarlos y satisfacer de mejor manera dicho consumo

eléctrico con los recursos ya disponibles, como se denotará en capítulos posteriores de esta investigación.

1.2. Objetivo

Analizar los factores que conlleva el proceso de generación eléctrica mediante una planta termoeléctrica para así en una investigación futura buscar formas de actualización en sus procesos termodinámicos y entalpícos, así como también la operación de sus mecanismos internos, para así buscar el mejor aprovechamiento de los recursos que se necesitan para su funcionamiento y de ser posible implementarla de manera real para el mejoramiento y eficiencia en el proceso de proveer energía eléctrica a una población sin tener tantas pérdidas de energía en dicho proceso.

Además, también mejorar la eficiencia mediante cálculos rápidos y certeros, mediante el modelado de polinomios de aproximación en una región determinada del ciclo termodinámico, y así disminuir el tiempo en el proceso de investigación y cálculos necesarios de las diferentes etapas de dichos ciclos a diferentes presiones y temperaturas a las cuales pueden estar sujetos, sin utilizar los ya tradicionales diagramas termodinámicos para la obtención de entalpías y entropías.

1.3. Justificación

Enfatizar la importancia de las centrales termoeléctricas ya que las demandas actuales de los consumidores son cada vez mayores. Por su fácil operación, sus cálculos veraces mediante herramientas ya existentes como es el programa **Scientific Word Place (SWP)** que reduce y eficiencia los cálculos necesarios para encontrar las temperaturas, entalpías, entropías, y hasta calcular la eficiencia misma de los ciclos termodinámicos en las centrales termoeléctricas, cabe destacar su reducido costo de construcción y mantenimiento comparadas con los demás tipos de centrales eléctricas y por los recursos disponibles que siguen siendo relativamente abundantes como son ríos y lagos. Por ello y más, son la

opción más viable ya que se pueden implementar de plantas pequeñas con pocos KW generación hasta muy grandes con varios cientos de MW de generación, por eso que su importancia de investigar su forma de operación para así optimizar sus ciclos termodinámicos aún más y así tener cada vez más una generación y distribución de energía más eficiente y con el menor impacto ambiental posible.

1.4. Metodología

Este trabajo de investigación se basa fundamentalmente en fuentes teóricas con fuentes bibliográficas referenciadas a libros, documentales científicos, y páginas de internet de universidades o empresas dedicadas a la generación de energía tales como son CFE, las cuales se enfocan en la investigación e implementación de plantas generadoras de electricidad y donde se obtuvieron datos y fundamentos reales de plantas termoeléctricas ya existentes, el cual al recopilar dicha información se da a conocer mediante comprobación matemática el funcionamiento y eficiencia de una central termoeléctrica.

1.5. Contenido de la tesis

En el capítulo 1 se da una breve introducción a los requerimientos del tema relacionado a una central termoeléctrica, donde se especifica las razones, las formas en que se necesita una mejora en el sistema de distribución y generación eléctrica y como estos desde tiempo atrás se han tratado de corregir.

En el capítulo 2 ya se muestra un poco de historia y razones por las que mediante un análisis teórico y con demostraciones visuales como imágenes y figuras de los componentes o partes que conllevan los diferentes tipos de centrales generadoras de electricidad, así como una explicación breve de ellas se puede tener una idea clara de su funcionamiento.

En el capítulo 3 se presenta la explicación teórica de cómo funciona una planta termoeléctrica. También, conlleva sus respectivos cálculos, pero más enfocado en las partes

que la componen, como estos pueden influir en un sistema eléctrico y en algunos otros componentes utilizados para la producción y distribución de energía, así también como estos se utilizan para el consumo eficiente de los combustibles utilizados para la generación de vapor en una termoeléctrica.

En el capítulo 4 se especifica los distintos tipos de ciclos termodinámicos que sufre una central termoeléctrica y como estos afectan en el buen funcionamiento y eficiencia de la misma, así como la demostración mediante cálculos de cómo funciona en diversas fases del ciclo termodinámico a diferentes presiones y a temperaturas constantes.

En el capítulo 5 se especifican las conclusiones generales, las sugerencias para trabajos futuros que se podrían implementar, así como la sugerencia de un estudio más profundo de dichos ciclos para así tener una planta termoeléctrica más eficiente, y también porque no mencionarlo, ser más amigable con el ambiente.

Capítulo 2

Antecedentes de las centrales eléctricas

2.1. La energía eléctrica

La energía eléctrica es una forma de energía que gracias a sus bondades y numerosas ventajas como son:

- Facilidad de empleo.
- Amabilidad con el medio ambiente.
- Facilidad de transporte a grandes distancias.
- Puede obtenerse de numerosas fuentes de energía (hidráulica, mecánica, eólica, nuclear, etc).

Se ha incrementado su participación en el consumo mundial de energía, sustituyendo a casi todas las demás fuentes de energía de carácter mecánico, siendo su uso cada vez más esencial por mencionar algunos ejemplos en:

- Comunicaciones.
- Uso doméstico.
- Comercial.
- Industrial.

Podría decirse que ha sido la pieza fundamental en el desarrollo experimentado por los países industrializados en las últimas décadas. [1]

2.2. Clasificación de las centrales eléctricas

La clasificación de donde se instalará o construirá una central eléctrica se basa atendiendo a diversos criterios base como pueden ser: tipo de fuente de energía que hay en

la zona, impacto que asumirá en la población colindante, así como en su ecosistema, costos, tipo de geografía que hay en la zona y si es apropiada la instalación en la misma para su buen desempeño, función que desempeñará en el sistema eléctrico nacional.

Según el tipo de fuente de energía en la zona se puede optar por construir una central de tipo:

- Termoeléctricas (convencionales, carbón, gas, nucleares).
- Hidroeléctricas (convencionales, de bombeo, mareomotrices).
- Eólicas.
- Solares (fotovoltaicas).
- Geotérmicas.

2.3. Centrales termoeléctricas

El objetivo de las centrales termoeléctricas es aprovechar la energía calorífica de un combustible para transformarla en electricidad, es decir, se utiliza la energía de un ciclo termodinámico mediante un proceso mecánico para convertirla en electricidad.

El proceso que sigue dicha transformación es el siguiente:

- La energía contenida en el combustible se transforma por combustión (centrales termoeléctricas convencionales) o por fisión (en las nucleoeleéctricas) en energía calorífica.
- La energía calorífica que absorbe el fluido con el que se trabajara, se convierte al expandirse e inyectarse a una turbina o motor en energía mecánica.
- La energía mecánica se convierte en energía eléctrica a través de generadores eléctricos.

Atendiendo el tipo de fuente que se utilizara para alimentar el generador eléctrico que emplea el ciclo termodinámico, las termoeléctricas se clasifican en: [1, p. 137]

- Centrales de vapor.

- Centrales de turbina a gas.
- Centrales diésel.

2.3.1. Centrales de vapor

Una central a base de vapor se compone de:

- Un parque de almacenamiento de combustible, con las instalaciones de descarga y alimentación de este.
- Cuarto de caldera.
- Sala de máquinas.
- Sala de control.
- Cuarto de servicios.

Cada uno se compone a su vez por:

Cuarto de caldera:

- Caldera o generador de vapor.
- Economizador o precalentado del agua.
- Alimentador de agua a la caldera.
- Depurador de agua de alimentación.

Sala de máquinas:

- Alternador.
- Condensador.

Sala de control:

- Cuadros de maniobras.
- Aparatos de medición.
- Reguladores.

Cuarto de servicios:

- Transformadores.
- Interruptores.
- Seccionadores.
- Para rayos.

El ciclo Rankine es el ciclo termodinámico que se emplea en las centrales eléctricas de vapor, está constituido por un calentamiento a presión constante A-C durante el cual cede energía en forma de calor Q_1 al fluido de trabajo (comúnmente agua), una expansión isentrópica C-D, un enfriamiento isobárico en el cual el vapor de agua se condensa D-E absorbe la energía en forma de calor Q_2 a través de una compresión isentrópica E-A. [1, p. 137]

Para fines ilustrativos en la figura 2.1, se muestra el diagrama que muestra un poco más a detalle el ciclo de calentamiento de una central termoeléctrica.

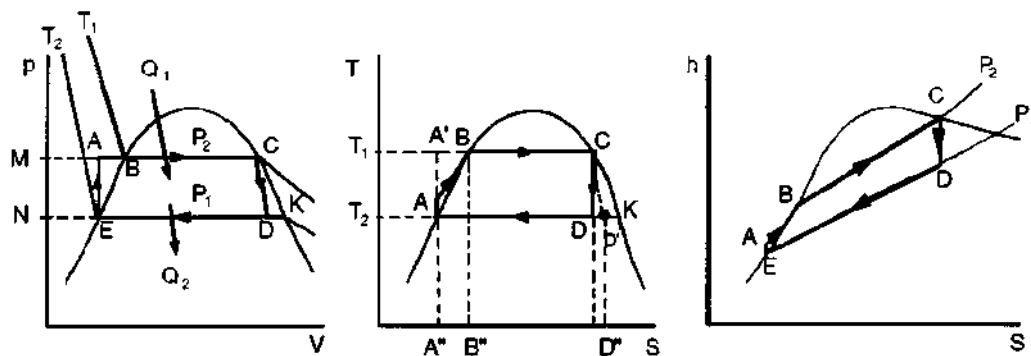


Figura 2. 1. Diagrama del ciclo Rankine. [1, p. 138]

El rendimiento del ciclo Rankine viene dado por:

$$\eta_t = 1 - \frac{h_D - h_E}{h_C - h_A}$$

Donde h es la entalpía absorbida por el condensador:

En este estado del ciclo, su utilización presenta muchas desventajas en práctica, ya que debido a la vaporación este mismo se condensa a la salida de los alabes de la turbina llegando a generar erosión en él, por eso mismo se reduce el contenido de humedad en la salida de la turbina a un límite no mayor al 10%.

Debido a las pérdidas de calor a través de las paredes, a las fricciones, turbulencias, aceleraciones de flujo y a la irreversibilidad del ciclo, este presenta una eficiencia inferior al ideal, así al ser irreversible la expansión C-D en la turbina, se produce un aumento en la entropía, por lo que dicha expansión en el diagrama T-S ya no es el segmento vertical CD si no el segmento oblicuo CD'. [1, p. 139]

Por ser el ciclo Rankine el ciclo fundamental que siguen las turbinas de vapor, ha sido mejorado a lo largo del tiempo siguiendo las siguientes tendencias:

- Disminuir la presión del condensador.
- Aumentar la presión de la caldera.
- Emplear vapor sobrecalentado.
- Emplear recalentador intermedio.
- Precalentar el agua de alimentación emplear ciclos binarios.

El inconveniente en las centrales termoeléctricas a vapor (figura 2.2), es que el consumo propio de energía es muy elevado, pero se compensa ya que cubre tanto las necesidades propiamente industriales como las del sector eléctrico de producción y distribución, su uso además, es el más importante por el tamaño y número de instalaciones que se pueden construir por su relativamente fácil alimentación.

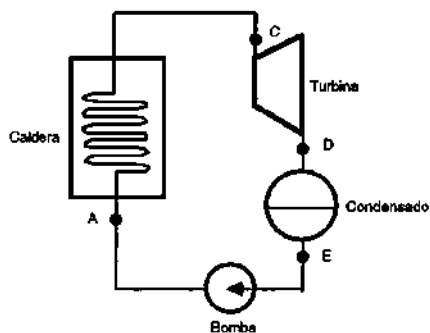


Figura 2. 2. Esquema simplificado de una central termoeléctrica a vapor. [1, p. 138]

En el sector industrial, la elección del tipo de turbina viene condicionada por la necesidad de disponer o no de grandes cantidades de vapor, para cocción, calefacción, secado, etc. Cuando se necesitan grandes cantidades de vapor el tipo de turbina de vapor empleado es el de contrapresión o de recuperación térmica, esta tiene un rendimiento muy alto debido que al salir de la turbina se recupera la energía calorífica para su reutilización.

Las termoeléctricas necesitan gran cantidad de agua para refrigeración por lo que se ubican en la cercanía del mar o ríos.

2.3.2. Centrales de turbina a gas

Las centrales eléctricas a base de gas se utilizan generalmente en lugares donde no hay fuentes de energía como agua o viento, estas se prefieren para unidades de producción de 10 a 25 MW. [1, p. 191]

Las turbinas de gas funcionan siguiendo el ciclo de Brayton (figura 2.3) no regenerativo, consta de:

- Compresión adiabático-isoentrópico (1-2).
- Combustión o adición de calor isobárica (2-3).
- Expansión adiabático-isoentrópico (3-4).
- Expulsión de gases calóricos isobáricos (4-1).

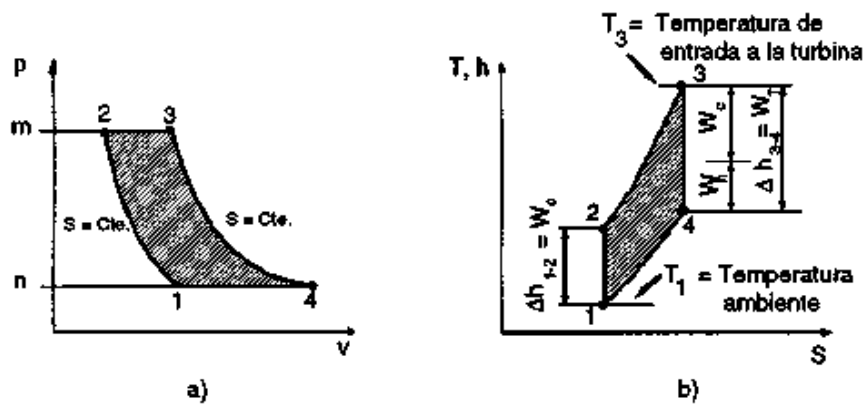


Figura 2. 3. Ciclo de Brayton; a) Diagrama p-v; b) Diagrama h-s. [1, p. 191]

El rendimiento del ciclo de Brayton viene dado por:

$$\eta_t = \frac{1}{\frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Donde

$\gamma = \text{cte}$; $P = \text{presión en atmósferas}$

El cual se puede abreviar de la siguiente forma:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^m}$$

Donde

$$m = \frac{\gamma-1}{\gamma}; \quad \epsilon_c = \text{relación de compresión}$$

El ciclo de Brayton real, figura 2.4. b), difiere con la ideal figura 2.4. a), en que los procesos 1-2 y 3-4 son prácticamente adiabáticos pero isoentrópicos y en que los procesos 2-3 y 4-1 no son isobáricos por la pérdida de presión en los conductos antes y después de la turbina, así como en el escape de la misma. [1, p. 192]

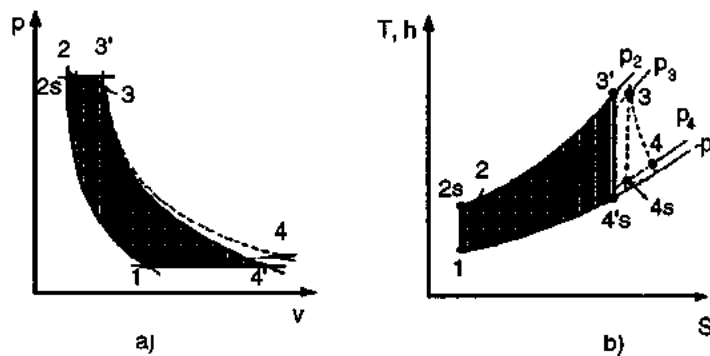


Figura 2. 4. a) Ciclo de Brayton ideal; b) Ciclo de Brayton real. [1, p. 192]

En la figura 2.5, se representa un esquema de una turbina de este tipo en la que aparecen los elementos básicos de la misma, el compresor, la cámara de combustión y la turbina de gas.

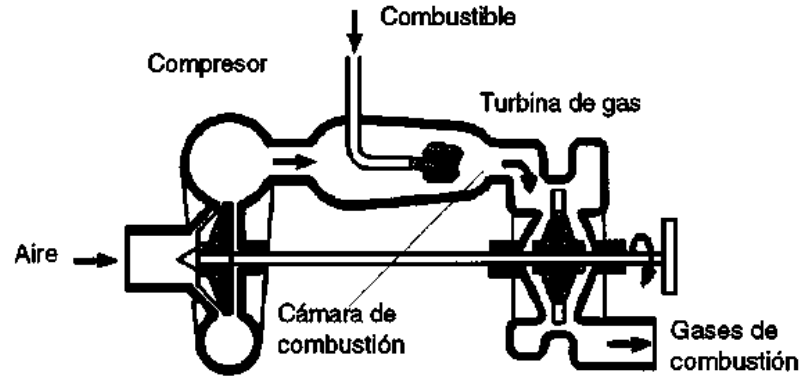


Figura 2. 5. Esquema de una turbina de combustión a una presión constante. [1, p. 193]

El ciclo no regenerativo de brayton los gases que escapan de la turbina a elevada temperatura ceden a la atmósfera una gran cantidad de calor, el ciclo regenerativo consiste en recuperar parte de este calor para calentar el aire que sale del compresor y entra en la cámara de combustión con lo que se mejora el rendimiento del ciclo y se ahorra combustible como se muestra en la figura 2.6. [1, p. 193]

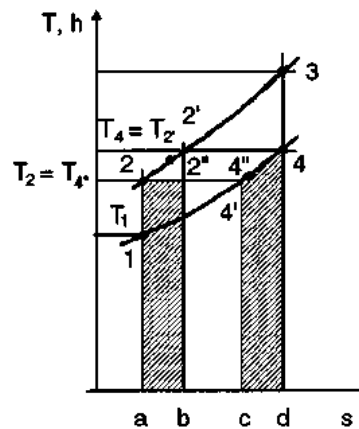


Figura 2. 6. Ciclo de brayton regenerativo (T-S). [1, p. 193]

El rendimiento térmico del ciclo regenerativo de brayton para un gas ideal es:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} \varepsilon c^m$$

2.4. Centrales hidroeléctricas

El aprovechamiento hidráulico es el conjunto de obras diseñadas para aprovechar la energía potencial del agua en la generación de energía eléctrica.

Las obras principales para generar energía eléctrica mediante la potencia del agua son:

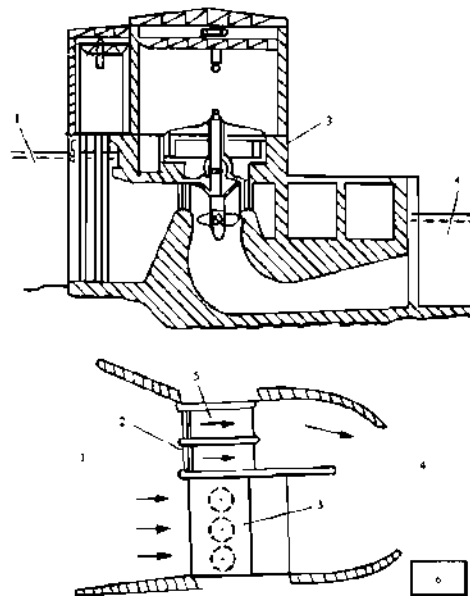
- 1) Presa.- una cortina que retiene el agua del caudal y sirve para crear un embalse.
- 2) Obra de toma.- se encarga de captar el agua del embalse y canalizarla hacia una derivación o directamente a la tubería de presión de la turbina.
- 3) Obra de derivación.- su función es conducir el agua hasta el lugar donde se instalará la casa de máquinas, de tal manera que se obtenga un incremento sustancial en la altura (la longitud de la derivación puede ser de decenas de kilómetros).
- 4) Obra puesta a presión.- regula la alimentación de las tuberías a presión (cuando la derivación es a presión).
- 5) Tubería de la turbina.- sirven para incrementar la eficiencia de la presión del agua.
- 6) Casa de máquinas.- es el edificio que alberga el equipo básico (turbinas y generadores), así como el equipo auxiliar, es decir, los dispositivos esenciales para que el equipo básico pueda funcionar adecuadamente.
- 7) Obra de desfogue.- el desfogue es la conducción del agua que sale de la turbina hasta el lugar de descarga (puede ser túnel, canal, o simplemente no existir en cierto tipo de plantas).

La clasificación de las hidroeléctricas se deriva por la posición de la casa de máquinas con respecto a la cortina, las plantas hidroeléctricas pueden ser: [2, p. 41]

- Hidroeléctricas de río.
- Hidroeléctricas con casa de maquia junto a la cortina.
- Hidroeléctricas con derivación.

2.4.1. Hidroeléctricas de río

Este tipo de planta mostrado en la figura 2.7, se instala cerca de ríos con llanura, es decir que están a punto de llegar al mar, este tipo de ríos cuentan con grandes cantidades de agua y alturas aprovechables para la generación de electricidad en pequeñas cantidades de unas cuantas decenas de MW por sus alturas no mayores a 50 metros. En este tipo de plantas se usan con frecuencia los bloques de tres o cuatro generadores-transformadores con objeto de que se facilite el control de la planta ya que puede tener decenas de generadores. [2, p. 42]



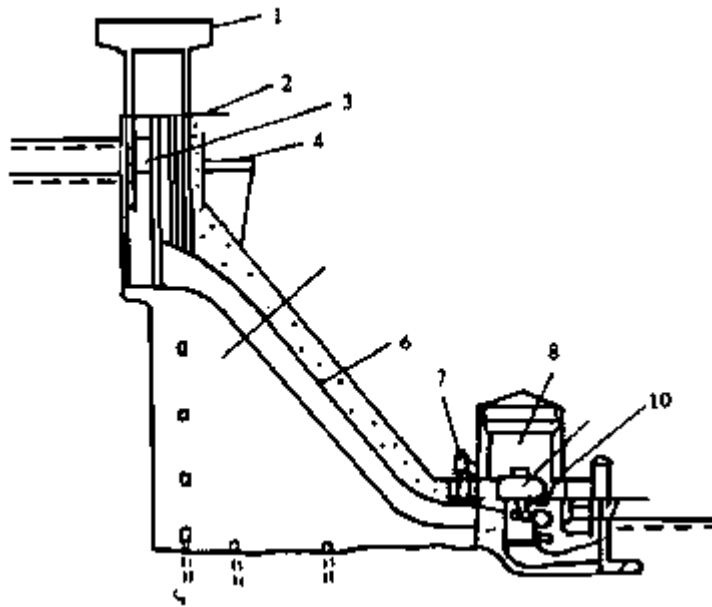
1.- Presa, 2.- Cortina, 3.- Casa de maquinas, 4.- Desfogue, 5.- Vertedor, 6.- Subestación.

Figura 2. 7. Esquema de una hidroeléctrica del río. [2, p. 42]

2.4.2. Hidroeléctricas con casa de maquina junto a la cortina

Este tipo de plantas pueden tener grandes alturas de hasta 300 o 400 metros y gastos considerables, por lo que resulta ser generalmente de grandes capacidades, cada unidad de dichas plantas tiende a superar la capacidad de 100 MW, en esta categoría se encuentran las grandes plantas generadoras mexicanas como son: infiernillo, el caracol, Malpaso y Chicoasen por mencionar algunas, en otras partes del mundo este tipo de plantas superan los 500 MW.

En este tipo de plantas se utilizan normalmente turbinas Francis, las que proporcionan la máxima potencia teórica en relación a los demás tipos de turbina, un ejemplo de ellas se muestra en la figura 2.8. [2, p. 43]



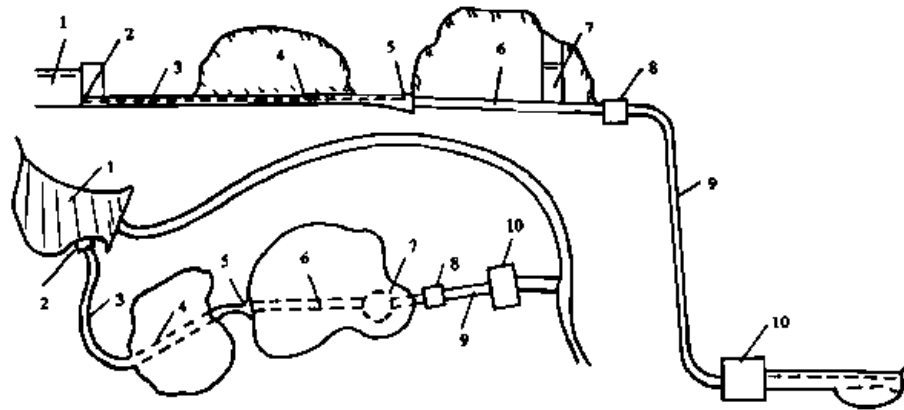
1.- Grúa, 2.- Ferrocarril. 3.- Obra de toma, 4.- Carretera, 5.- Cortina gravitacional, 6.- Tubería de presión, 7.- Transformadores, 8.- Casa de máquinas, 9.- Generador, 10.- Turbina

Figura 2. 8. Esquema de planta hidroeléctrica con casa de máquinas junto a la cortina. [2, p. 43]

2.4.3. Hidroeléctricas con derivación

En nuestro país se tienen numerosas plantas con derivación, es decir, que en ellas la casa de máquinas se encuentra considerablemente alejada de la obra de toma en la presa, la derivación suele tener longitudes de decenas de kilómetros.

Las hidroeléctricas con derivación mostradas en la figura 2.9, suelen construirse en lugares montañosos, en donde, cuando se aleja la casa de máquinas con respecto a la presa, se obtiene un incremento notable en la altura aprovechable por la planta, en esta forma se incrementan la potencia y la energía de la planta. [2, p. 43]



1.- Presa, 2.- Obra de toma, 3.- Canal, 4.- Túnel abierto, 5.- Puesta a presión, 6.- Túnel a presión, 7.- Pozo de oscilación, 8.- Casa de válvulas, 9.- Tubería de la turbina, 10.- Casa de máquinas.

Figura 2. 9. Planta hidroeléctrica con derivación. [2, p. 44]

Las plantas con derivación no pueden tener potencias muy grandes pese a que su altura puede alcanzar alturas de 1600 metros o más, esto es debido a que los ríos de montaña no suelen ser caudalosos, pero la ventaja es que cuando hay derivación los gastos son pequeños.

2.5. Plantas eléctricas eólicas

La energía eólica supone actualmente una fuente de energía renovable, competitiva con otras fuentes de energía. Los positivos resultados obtenidos por las tecnologías eólicas ha dado lugar a un rápido desarrollo en los últimos años, como exponente de ello cabe citar que actualmente existen una gran cantidad de fabricantes en el mundo con plenas garantías de curvas de potencia disponibilidad, la cual puede llegar al 95% frente al 80% o 90% logrado por las centrales eléctricas convencionales donde pueden llegar a producir de 75 a 300 KW, aunque aún hay mucho por mejorar en este tipo de tecnologías cada vez es más utilizada por su eficiencia y relativa disposición económica.

2.5.1. Disposición general

Los aerogeneradores mostrados en la figura 2.10, actuales de eje horizontal están constituidos por una cimentación de hormigón armado adecuado al terreno y a las cargas del viento, sobre la cual se levanta una torre (típicamente de acero), de estructura de celosía o bien de tipo de tubular de acero o hormigón armado para mejorar su aspecto. Se eleva el aerogenerador lo bastante como para evitar las bajas velocidades del viento junto a la superficie del terreno, N es el valor típico de la altura $H = 0.75D + 10$ m. Al extremo de la torre se fija una góndola giratoria de acero o fibra de vidrio, a la cual se accede por el interior de la torre o por el exterior si se trata de un modelo pequeño, esta encierra:

- El tren de potencia: donde se encuentra el eje del rotor y la caja multiplicadora, que da un régimen de salida de 1000 a 1500 r.p.m (revoluciones por minuto) y de elevado rendimiento, típicamente de un 90% a 95% con ejes rápidos y acoplamientos flexibles.
- La maquinaria eléctrica: generadores eléctricos, controles, accionamientos y máquinas auxiliares.
- Mecanismo auxiliar: freno de emergencia del rotor, freno de orientación de la góndola, mecanismos de cambio de paso, aero-frenos, sistema de orientación.
- Sistema de control: basado en un microprocesador y encargado de la supervisión de las variables operativas, registro de incidencia y control del funcionamiento (arranque, parada, enganche a la red, protección de embalamiento, orientación, paso de las palas), suele incluir un módulo de comunicación con una base de control central.

En el exterior se encuentra:

- Buje: une las palas del rotor y que puede incorporar sus articulaciones, como cambio de paso, conicidad, etc.
- Palas: cuyo eje de giro suele estar inclinado algunos grados sobre la horizontal con objeto de alejar las palas de la torre.
- Mecanismo aerodinámico de orientación: de veleta o molino de cola para pequeños tamaños, de orientación asistida para tamaños más grandes, detectando así la

dirección del viento por medio de un sensor de dirección y orientando la góndola con un motor eléctrico o hidráulico engranado a una corona horizontal.

- Estación meteorológica: con medida de la dirección y velocidad del viento, temperatura y presión atmosférica. [3, p. 15]

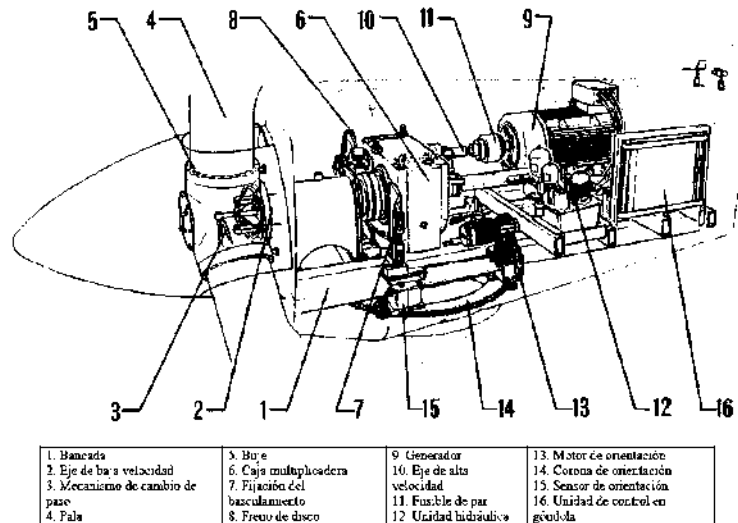


Figura 2. 10. Disposición típica dentro de la góndola de un aerogenerador de eje horizontal de tamaño medio con sistemas modulares. [3, p. 15]

2.5.2. Comportamiento eólico

La energía eólica tiene una procedencia directa de la energía solar, provienes de las corrientes horizontales en la superficie generadas por el diferente calentamiento del aire en la troposfera, que origina corrientes verticales por efecto del menor peso del aire calentado con respecto al que la rodea.

La atmósfera en media emite más calor por radiación del que recibe, y la diferencia es aportada por el suelo que al recibir la radiación solar calienta el aire por conducción, el cual tiende a ascender creando una inestabilidad que induce movimientos verticales y por lo tanto un mezclado efectivo. De esta forma se establece un equilibrio dinámico que se comporta de una manera de movimientos aproximadamente cíclicos, debido al periodo día-noche y al anual aparte de otros de mayor periodo.

2.5.3. Caracterización energética

El viento debido a su origen presenta una gran variabilidad, tanto en dirección como en intensidad, así como de un lugar a otro, su caracterización desde el punto de vista energético es de gran importancia para determinar:

- Potencia disponible y con ello deducir la rentabilidad económica de la instalación.
- Emplazamiento más adecuado.
- Cargas sobre el sistema, que permita el dimensionado idóneo.
- Estrategia operativa de arranque, parada, regulación, orientación del viento, etc.
- Vida útil del sistema por el efecto de las turbulencias, ráfagas, tormentas, etc.
- Comportamiento energético de la explotación eólica.

La valoración del emplazamiento es una interrogante de gran importancia que es necesario despejar antes de la toma de decisiones económicas, ello requiere de una campaña de medidas y una explotación de datos que han de incluir: [3, p. 25]

- Distribución de frecuencia de velocidad y dirección (rosa de vientos).
- Distribución de velocidades medias anuales.
- Variación del viento con la altura.
- Influencia de la topografía (selección de emplazamientos).
- Estadística de ráfagas (valores extremos).

2.5.4. Energía del viento

Una masa de aire m con movimiento uniforme unidireccional de velocidad v , tiene una energía cinética:

$$E = \frac{1}{2}mv^2$$

Si ρ es la densidad del aire de la corriente uniforme, la energía por unidad de volumen de esta mas es:

$$e = \frac{1}{2} \rho v^2$$

El flujo volumétrico Q a través de una superficie de control estacionaria de sección frontal A es:

$$Q = Av$$

Luego el flujo de energía o potencia eólica de la corriente a través de A es:

$$P = eQ = \frac{1}{2} \rho Av^3$$

Esta ecuación muestra la gran dependencia de la potencia con la velocidad, así mismo nos muestra la gran conveniencia de operar a niveles de mar donde la densidad es máxima, con un valor medio de 1225 kg/m^3 . Permittiéndonos obtener la potencia eólica de una corriente uniforme, en principio enteramente disponible para su transformación en otra forma de energía mecánica por m^2 por sección y a nivel del mar y para varias velocidades del viento, los resultados se muestran en la tabla 2.1. [3, p. 26]

Tabla 2. 1. Relación entre la velocidad del viento, su valor en grados Beaufort, sus efectos fácilmente apreciables, la densidad de potencia, la energía a lo largo de un año y su presión dinámica $\rho v^2/2$. [3, p. 26]

Velocidad (m/s)	1	2	5	7	10	20	40
Fuerza del viento (grados Beaufort)	1	2	3	4	5	9	12
Definición por observación de sus efectos	No mueve banderas.	Mueve banderas.	Extiende banderas	Levanta polvo. Mueve las ramas pequeñas de árboles	Mueve los árboles pequeños. En estanques forma pequeñas olas	Desperfectos en partes salientes de edificios. Derribo de chimeneas	No hay experiencia
Densidad de potencia (W/m^2)	0,6	4,9	76	210	612	$4,9 * 10^3$	$39 * 10^3$
Energía anual kWh	5,3	43	666	$1,84 * 10^3$	$5,36 * 10^3$	$42,9 * 10^3$	$341 * 10^3$
Presión dinámica (mbar)	$6,1 * 10^{-3}$	0,025	0,15	0,30	0,61	2,45	9,8

2.6. Plantas solares (fotovoltaicas)

La energía solar, asociada al enorme flujo de radiación emitido por el sol y capturado por nuestro planeta, es el origen también de la vida que permite perpetuarse, marca además

el tiempo del ciclo biológico y de las estaciones. Desde siempre el hombre ha puesto en el sol sus esperanzas, así como sus necesidades de seguridad y prosperidad.

La energía solar es la fuente de energía más abundante de la tierra, ya que es renovable, disponible, gratuita y en cantidad muy superior a las necesidades energéticas a la de la población mundial, sin embargo, su aprovechamiento presenta problemas técnicos y económicos que hacen difícil su uso práctico. Hoy en día se utiliza solo una muy pequeña parte de la enorme cantidad disponible que nos llega del sol, por lo que el camino a recorrer es todavía largo para poder aprovechar la energía solar a gran escala.

2.6.1. La energía solar fotovoltaica

La palabra fotovoltaico que se basa de las dos palabras fotos = luz, voltaico = electricidad, que significa electricidad a partir de la luz, el efecto fotovoltaico se basa sobre la capacidad de algunos semiconductores como el silicio, de generar directamente energía eléctrica cuando se expone a la radiación solar.

La conversión de la radiación solar a energía eléctrica como en la figura 2.11, tiene lugar en la célula fotovoltaica, que es el elemento base del proceso de transformación del mismo. La luz está formada por partículas (fotones) que transportan la energía, cuando un fotón con suficiente energía golpea la célula es absorbida por los materiales semiconductores y libera un electrón, el electrón una vez libre, deja de tras de sí una carga positiva llamada hueco.

Por lo tanto, cuanto mayor sea la cantidad de fotones que golpeen la célula, serán más numerosas las parejas de electrón-hueco producidas por efecto fotovoltaico y por lo tanto más elevado la cantidad de corriente producida. [4, p. 2]

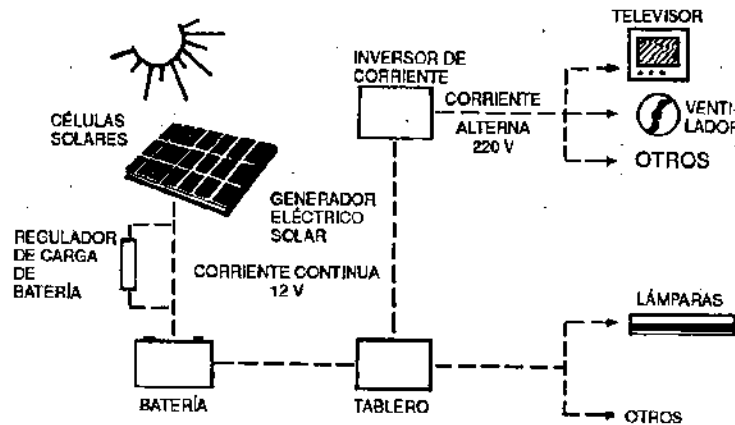


Figura 2. 11. Representación de la conversión eléctrica fotovoltaica. [5]

Actualmente el material más utilizado para la elaboración de las celdas fotovoltaicas es el silicio monocristalino, que presenta prestaciones y duración en el tiempo superiores a cualquier otro tipo de silicio.

- Silicio monocristalino: rendimiento energético 15%-17%.
- Silicio policristalino: rendimiento energético 12%-14%.
- Silicio amorfo: rendimiento energético menor al 10%.

La celda fotovoltaica (figura 2.12), está hecha por una placa de silicio, normal mente de forma cuadrada, con aproximadamente 10 cm de largo y con un grosor que varía entre 0.25 y 0.35 mm, con una superficie de más o menos 100 cm^2 . [4, p. 3]



Figura 2. 12. Celda fotovoltaica. [6, p. 4]

Se calcula aproximadamente que un metro cuadrado de modulo fotovoltaicos de buena calidad puede producir de media 180 KWh al año (0.35 KWh al día en periodo invernal y 0.65 al día en periodo estival).

2.6.2. Los sistemas fotovoltaicos

Se define al sistema fotovoltaico como un conjunto de componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos que concurre a captar y transformar la energía solar disponible, en energía utilizable eléctrica.

Estos sistemas independientemente de su utilización y del tamaño de potencia, se pueden dividir en 2 categorías:

- Sistema conectado a la red.
- Sistema aislado.

a) Sistema conectado a la red:

Los sistemas conectados a la red mostrado en la figura 2.13, están permanentemente conectados a la red eléctrica nacional, ya que en las horas de irradiación solar escasas o nulas, cuando el generador fotovoltaico no produce energía suficiente para cubrir la demanda de electricidad, es la red la que proporciona la energía necesaria y viceversa si la producción de energía es excedente a la demandada en horas de irradiación, esta es inyectada a la red. [4, p. 6]

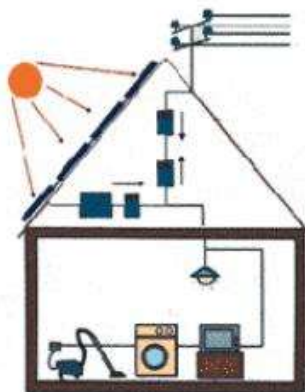


Figura 2. 13. Esquema de una red fotovoltaica conectada a la red. [4, p. 7]

b) Sistema aislado a la red:

Los sistemas aislados se utilizan normalmente para proporcionar energía eléctrica a los usuarios con consumos de energía muy bajos para los cuales no compensa pagar los costes de la conexión a la red, y a los que sería muy difícil conectarlos debido a su posición poco accesible, a partir de los 3 km de la red eléctrica, podría ser más conveniente instalar un sistema fotovoltaico para alimentar una vivienda.

En los sistemas fotovoltaicos es necesario almacenar la energía eléctrica para garantizar la continuidad de la erogación inclusive en los momentos en los que no es producida por el generador fotovoltaico, se almacena en unas baterías dimensionadas de tal forma que garanticen una autonomía. Las tecnologías actuales permiten utilizar baterías de plomo ácido de larga duración (más de 6 años), con exigencias de mantenimiento casi nulas.

En los sistemas aislados hacen falta también instalar un regulador de carga que fundamentalmente sirve para preservar las baterías de un exceso de carga debido a la utilización. En los sistemas aislados como en la figura 2.14, es necesario que el generador fotovoltaico este dimensionado de tal manera que permita durante las horas de irradiación solar, tanto la alimentación de la energía necesaria, así como la recarga de las baterías. [4, p. 7]

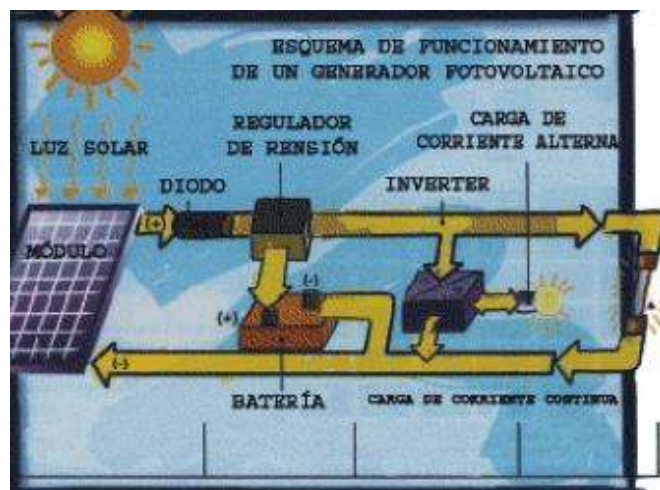


Figura 2. 14. Esquema de un sistema eléctrico aislado. [4, p. 7]

2.7. Centrales geotérmicas

El género geotérmico se refiere al calor contenido en el interior de la tierra asociado con el sustrato móvil (en este caso agua) debajo de la delgada corteza sólida, el calor telúrico es conducido hacia arriba con un flujo promedio de 63 mili-Watios por metro cuadrado (mW/m^2), el cual es demasiado difuso para aplicaciones prácticas, sin embargo, la corteza no es homogénea y transmite más calor en lugares especialmente delgados o compuestos de materiales de alta conductividad.

Uno de los usos más importantes de los fluidos geotérmicos es la producción de energía eléctrica, la elección del ciclo para la conversión de la energía contenida en el agua y vapor en energía eléctrica depende de sus condiciones fisicoquímicas, de las características del campo y de la potencia eléctrica generable. [7, p. 4]

La eficiencia de las plantas geotérmicas se basa en la fracción del calor contenido en el fluido que es transformado en electricidad, oscila entre el 10 y 17%. La baja eficiencia se debe al hecho de que los fluidos geotérmicos tienen temperaturas relativamente bajas si se comparan con el vapor producido en las calderas de las plantas de energía térmica convencionales, no obstante, el costo del calor es competitivo al de otros combustibles, así como la consideración de una ventaja la mínima contaminación asociada a su explotación.

El dimensionamiento y diseño de una central geotérmica es un aspecto de suma importancia, pues del dependerá el costo KWh producido, entre más grande sus dimensiones, menor es el costo, pero esto implica mayor número de pozos y mayores gastos de mantenimiento.

El tamaño apropiado de la planta dependerá de la productividad de los pozos y de la potencia total estimada del recurso, es usual la construcción de plantas en módulos de 40 a 50 MW, cuando la producción por pozo es de 4 a 5 MW.

Existen diversos ciclos para la generación de energía geotérmica, pero se pueden clasificar en dos grandes grupos, ciclos a contrapresión y ciclos con condensador, además de otros más llamados ciclos binarios

Capítulo 3

Análisis de los componentes de una central termoeléctrica

3.1. Antecedentes históricos

La primera planta termoeléctrica nace en Nueva York en 1882, construida con la primera estación generadora inventada por Edison, el principio de funcionamiento de esta planta se basaba en el intercambio de energía calórica en energía mecánica y luego en energía eléctrica mediante máquinas de vapor a pistón, similar a su funcionamiento a una locomotora y que movían al generador. Luego se reemplazó con una turbina de vapor con la que se calienta agua en una caldera que produce vapor a presión el cual se aplica sobre los álabes de la turbina la cual convierte energía potencial en energía cinética que acciona al generador. [8, p. 3]

3.2. Fuentes de energía utilizadas

Estas plantas generan energía eléctrica a partir de la combustión de carbón, “fuel - diésel” o gas, además de otras ya mencionadas anteriormente, en una caldera diseñada para el efecto donde emplean la tradicional turbina de vapor y una turbina de gas que aprovecha la energía de los gases de escape de la combustión, con ello se consigue rendimientos termoeléctricos del orden del 55%, muy superior a la de las plantas convencionales.

Hay ventajas en el uso del gas con respecto al carbón, una de ellas es que elimina los parques de almacenamiento, las instalaciones de secado y molienda, la evacuación de escorias y aumenta la vida útil de las calderas por ausencia de incrustaciones y corrosión además de que facilita considerablemente el control de la combustión. Sucede algo similar

con el uso de combustible fuel diésel donde se omiten además tuberías, almacén, mecheros de combustión por mencionar algunos. [8, p. 3]

3.3. Partes de una termoeléctrica y su funcionamiento

El funcionamiento de todas las plantas térmicas o termoeléctricas son semejantes en la figura 3.1, se da un ejemplo de ella donde el combustible se almacena en parques o depósitos adyacentes, desde donde se suministra a la planta pasando a la caldera en donde se provoca la combustión. Esta se emplea para calentar el agua que se encuentra en la caldera y así producir vapor, este con una alta presión hace girar los álabes de la turbina cuyo eje rotor gira sólidamente con el de un generador que produce la energía eléctrica, esta energía se transporta mediante líneas de alta tensión a los centros de consumo, por su parte el vapor es enfriado en un condensador y convertido otra vez en agua que vuelve a los tubos de la caldera, comenzando así nuevamente el ciclo.

El agua en circulación que refrigera el condensador expulsa el calor extraído a la atmosfera a través de la torre de refrigeración, grandes estructuras que caracterizan este tipo de plantas, parte del calor extraído pasa a un río próximo y después al mar.

Las torres de refrigeración son enormes cilindros contraídos a media altura, que emiten constantemente vapor de agua no contaminante a la atmosfera, para minimizar los efectos contaminantes de la combustión sobre el entorno, la planta dispone de una chimenea de gran altura que puede llegar hasta los 300 m, y de unos precipitaderos que retienen las cenizas y otros volátiles de la combustión. Las cenizas se recuperan para su uso y proceso de la metalurgia y en el campo de la construcción donde se mezcla con cemento. [8, p. 4]



Figura 3. 1. Esquema de funcionamiento de una planta termoeléctrica clásica. [8, p. 4]

El funcionamiento en este caso es para una planta de carbón, donde el combustible se encuentra en el parque de almacenamiento adyacentes de la planta, desde donde cintas transportadoras (1), es conducido al molino (3) para ser triturado, una vez pulverizado se inyecta con aire caliente a presión en la caldera (4) para su combustión.

Dentro de la caldera se produce el vapor que acciona los álabes de las turbinas de alta presión (12), media presión (13) y baja presión (14), haciendo girar el rotor de la turbina que está sólidamente con el rotor del generador (19), donde se produce energía eléctrica la cual es transportada mediante líneas de transmisión (20) a los centros de consumo.

Después de accionar las turbinas el vapor pasa a la fase líquida en el condensador (15), el agua obtenida del condensador pasa por varias etapas de calentamiento (16) y se inyecta nuevamente a la caldera en condiciones de presión y temperaturas más adecuadas para obtener el máximo rendimiento del ciclo, el calor extraído del condensador puede ser extraído a la atmósfera mediante la torre de refrigeración (17) o puede ser descargado directamente hacia un río y luego hacia el mar.

Para minimizar los efectos contaminantes en el ambiente se cuenta con una chimenea (11), que dispersa los contaminantes en las capas altas y precipitadores (10) que retienen gran parte de estos dentro de la planta.

3.4. Tipos y propiedades de los combustibles

Los combustibles utilizados en las plantas termoeléctricas convencionales se clasifican en las siguientes formas:

- Combustibles sólidos: turba, lignito, hulla y antracita.
- Combustibles líquidos: fuel-oil, gas-oil.
- Combustibles gaseosos: gas natural y gas de alto horno.

3.4.1. Carbón natural

Las composiciones elementales de los carbones naturales después de secados al aire expresadas en por ciento (%), están representadas como en la tabla 3.1. [1, p. 152]

Tabla 3. 1. Composición de los carbones naturales. [1, p. 152]

Tipo de carbón	Carbono C	Hidrogeno H ₂	Azufre	Oxigeno O ₂	Nitrógeno N ₂	Agua H ₂ O	Otros componentes
Madera	38 a 42	4.8 a 5.1	0	35 a 37	0	15 a 20	1
Turba	35 a 45	3 a 4	1 a 3	15 a 25	1 a 2	20	10 a 25
Lignito	40 a 50	3.5 a 4.5	0.5 a 2	10 a 20	0.5 a 2	12 a 20	2 a 25
Hulla	70 a 82	4 a 5	0.5 a 2	5 a 10	1 a 3	1 a 4	3 a 6
Antracita	88 a 92	2 a 3	0.5 a 1	1.5 a 2.5	0.5 a 1	0.5 a 1	1 a 5

Si se tiene el análisis elemental se puede calcular el poder calorífico, Pcal, de la mayoría de los carbones por medio de la fórmula de Dulong:

$P_{cal} = 8080 \times C + 34460 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 2250 \times S$ Kcal/kg. La combustión espontánea del carbón depende de su grado de oxidación, esta aumenta lentamente solo cuando se encuentra a temperaturas mayores a 50 °C.

3.4.2. Gas-oil

Se emplea como combustible para calefacción, para turbinas de combustión interna y motores diésel, las características del gas-oil se dan por la tabla 3.2. [1, p. 153]

Tabla 3. 2. Características medias del gas-oil. [1, p. 153]

Densidad	0.87 Kg/l
Viscosidad Engler a 20 °C	1.60
Punto de inflamación	68 °C
Punto de combustión	100 °C
Punto de solidificación	-8 °C
Poder calorífico inferior	10,000 kcal/kg
Carbono	86.2 %
Hidrogeno	12.65 %
Oxígeno y nitrógeno	0.20 %
Azufre	0.40 %
Asfalto	0.52 %
Cenizas	0.03 %

3.4.3. Fuel-oil

Se utiliza como combustible para calderas industriales. Las características principales de varios tipos de fuel oil se dan en la tabla 3.3. [1, p. 153]

Tabla 3. 3. Características físicoquímicas de varios tipos de fuel oil. [1, p. 154]

“Fuel oil”	Bp Britoleum	“Fuel oil” pesado Shell	Fuel oil pesado Shell B
Densidad relativa a 15.6 °C.	0.935	0.950	0.970
Punto de inflamación cerrado °C, min.	65.5	65.5	65.5
	54	234	860
Viscosidad en cs a 100 °F, máx.	2	21	21
Punto de fluidez critica °C, máx.	10450	10330	10170
Poder calorífico superior kcal/kg.	0.1	0.2	0.25
Agua % vol. máx.	7	18.5	24
Temperatura de almacenamiento mínimo, °C.	60 a 71	82 a 105	105 a 127
Temperatura de atomización °C.			

La combustión de azufre contenido en los combustibles mencionados anteriormente da como resultado óxido de azufre que es perjudicial desde el punto de vista ecológico.

3.4.4. Gas natural

Es un combustible excelente para motores de combustión interna y turbinas de gas, el gas natural que se desprende de las prospecciones petrolíferas está compuesto principalmente por metano.

La composición del gas seco y el gas húmedo después de la separación del propano y butano es:

- Metano: del 68% al 96%
- Etano: del 3% al 30%

Su poder calorífico superior varía de 8900 a 11600 kcal/m³, y es muy superior a la mayor parte de los combustibles gaseosos como son: [1, p. 154]

- Gas de hulla: 4450 kcal/m³
- Gas de agua: 2760 kcal/m³
- Gas de gasógeno: 1340 kcal/m³
- Gas de alto horno

3.5. Almacenamiento de los combustibles

Básicamente el almacenamiento del combustible se ha de hacer por razón de seguridad frente a posibles restricciones o irregularidades en su suministro y cuando la calidad y composición del combustible no es homogénea, es decir, cuando varía de forma importante de un envío a otro o de un suministrador a otro. Para combustibles de calidad elevada en su potencia calorífica estos son transportados por tren o barco, para los de bajo rendimiento es conveniente por motivos económicos hacer la planta cerca de donde estos se obtienen, para así obtenerlos directamente mediante cintas transportadoras, en caso de combustibles gaseosos se utilizan preferentemente gasoductos cuando la central se encuentra en la cercanía de la refinadora. [1, p. 155]

Por lo general el almacenamiento se realiza en dos etapas:

- Etapa 1: donde el parque de combustibles cuente con una gran cantidad de almacenamiento de varios meses de funcionamiento.
- Etapa 2: constituida por depósitos o tolvas en donde se almacena el combustible que va a consumir la central en un periodo más corto en orden de varias horas.

El combustible líquido se almacena en depósitos y se envía a la caldera o generador de vapor mediante bombas, cuando se trata de fuel-oil se han de prever dos etapas de calentamiento, una para que pueda ser bombeada de forma más fácil desde el depósito y otra más próxima a la caldera para facilitar la pulverización y la combustión del mismo.

En el caso de los combustibles gaseosos, estos se almacenan en propios depósitos de la compañía suministradora que la entrega a la central mediante gasoductos a una presión promedio de 10 bar.

3.6. Molinos de trituración de carbones

Actualmente, todo carbón que se quema en las centrales termoeléctricas es en la forma de carbón en polvo, el carbón pulverizado presenta las siguientes ventajas frente al carbón en trozos:

- Combustión más completa.
- Menor costo en mano de obra.
- Mayor potencia calorífica por unidad de volumen de hogar.
- Equipos de combustión adaptables para otros combustibles.
- Posibilidad de utilizar carbones más baratos y de menor calidad.
- Fácil control del aire y combustible suministrado.
- Extracción de escoria más sencilla.
- Ausencia de humo.
- Rendimiento más elevado.

Como desventajas cabe señalar lo siguiente:

- Mayor costo de instalación.
- Mayor costo de preparación del combustible.
- Mayor emisión de cenizas por la chimenea.

Existen dos formas fundamentales para la molienda y trituración del combustible:

- Alimentación separada.
- Alimentación directa.

La diferencia más sobresaliente entre una de otra, es que, con la alimentación separada mostrado en la figura 3.2, y un de alimentación directa como en la figura 3.3, es que el carbón se hace llegar a los molinos desde donde es transportado a unos silos de carbón pulverizado donde se almacena hasta que es inyectado a los quemadores.

El carbón se pulveriza y se mezcla simultáneamente con el aire (aire primario) en los molinos donde es transportado mediante un ventilador hasta el interior del hogar, aquí se inyecta aire a una presión superior a la atmosférica para evitar el desgaste de las palas del ventilador debido al polvo de carbón [1, p. 156].

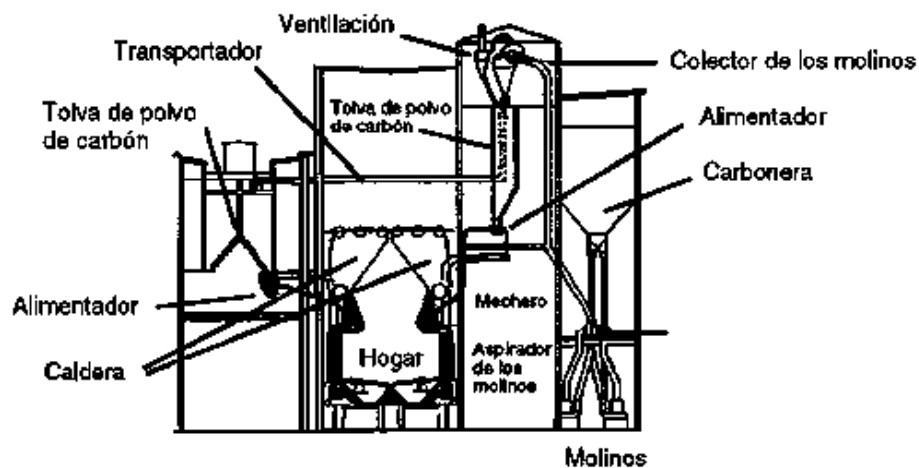


Figura 3. 2. Disposición general de un sistema de preparación separada. [1, p. 156]

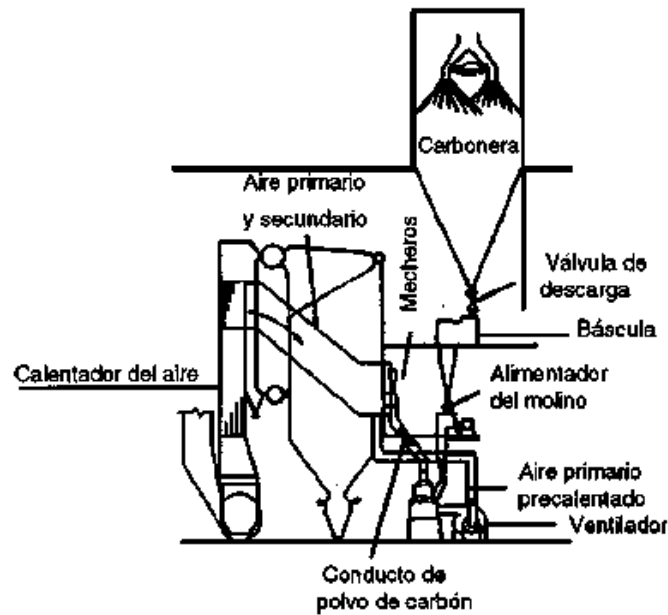


Figura 3. 3. Disposición general de un sistema de preparación directa. [1, p. 157]

Los molinos de trituración de carbones se pueden clasificar dependiendo del método que se utilice y se clasifican en:

- Molinos tubulares: Hardinge, Foster-Wheler, Kennedy van Saun.
- Molinos de percusión: Erie city, Combustion engineering, atrita, Riley Stoker.
- Molinos de rodillo: Babcock & Wilcox , Raymond, Combustion engineering.

Por mencionar algunos ejemplos de estos molinos se tiene el molino de bola tipo Hardinge que se ve reflejado en la figura 3.4 consta de un cilindro horizontal con bolas de acero en su interior que giran a velocidad constante, su interior tiene un revestimiento metálico de barras de cuña, ondulado o nervaduras de fácil sustitución, en ambos extremos dispone de unas tapaderas cónicas que devuelven al centro del tambor las bolas que rebotan en ellas, este molino de bolas se construye para la pulverización seca de los combustibles.

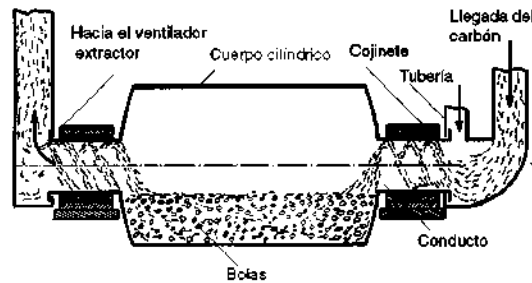
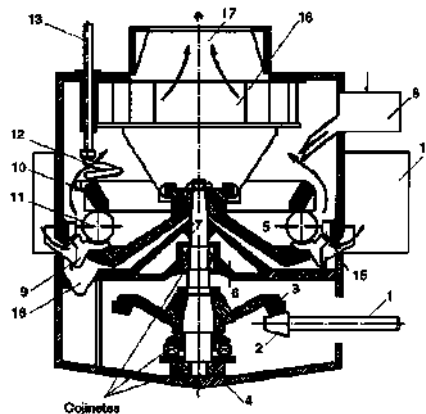


Figura 3. 4. Molino de bolas Hardinge. [1, p. 158]

Otro molino muy habitual en este proceso es el molino Babcock-Wilcox mostrado en la figura 3.5, este es accionado por un motor donde mueve un anillo giratorio sobre el que ruedan las bolas metálicas, el mecanismo de accionamiento está separado de la cámara de molienda por un cárter de estanqueidad que se encuentra a una presión superior que la de la cámara de molienda para evitar filtraciones de polvo de carbón de la misma que podrían dañar los dispositivos de accionamiento. El carbón se introduce por la parte superior y descarga sobre el anillo superior fijo, el aire que se introduce por la parte lateral del cilindro y las toberas de distribución arrastra consigo el polvo de carbón triturado que entra tangencialmente al clasificador, las partículas más gruesas vuelven a caer al molino, los cuerpos extraños que no pueden ser triturados son desechados por la trampilla, los cuales a continuación se muestra los componentes de este.



1) Arbol horizontal; 2) Engranaje cónico; 3) Corona dentada; 4) Arbol principal vertical; 5) Cámara de molienda; 6) Cárter de estanqueidad; 7) Junta de estanqueidad; 8) Entrada del carbón; 9) Anillo inferior giratorio; 10) Anillo superior fijo; 11) Bolas; 12) Muelle de presión; 13) Tornillos de apriete; 14) Entrada del aire; 15) Toberas de distribución; 16) Clasificador; 17) Descarga de polvo de carbón; 18) Colector de partículas de hierro.

Figura 3. 5. Molino de bolas Babcock-Wilcox. [1, p. 159]

3.7. Circuito aire-gases de un generador de vapor

El aire tomado de la atmósfera es enviado a la caldera por los ventiladores de tiro forzado, a través de los recalentadores de aire, el cual su misión es la siguiente:

- Recuperar el calor contenido en los gases a la salida de los intercambiadores de agua y de vapor.
- Elevar la temperatura del aire que se empleara en la combustión para mejorarla. Cuando el combustible es carbón pulverizado el aire caliente también es utilizado para secar el carbón.

A la salida de los precalentadores, el aire se envía a la cámara de combustión de diferentes maneras:

- A través de los quemadores, como aire primario mezclado con el combustible.
- Alrededor de los quemadores como aire secundario.
- A lo largo del corrido de la llama como aire terciario.

En la cámara de combustión (hogar), el combustible se quema desprendiendo calor y gases, esta cámara está recubierta por tubos que absorben gran parte de la energía de la combustión, los gases desprendidos son llevados a los sobre calentadores y recalentadores. Una vez calentada el agua mediante estos gases se hacen pasar hacia el economizador donde ya con una temperatura menor calienta el agua que alimenta a los tubos de pantalla pulverizadora, por último, estos gases pasan por el intercambiador de calor y el precalentador del aire antes de introducirse a los colectores de polvo donde los gases son liberados de las partículas sólidas y se envían a la atmosfera a través de la chimenea. Un ejemplo de este proceso se ve ilustrado en la figura 3.6.

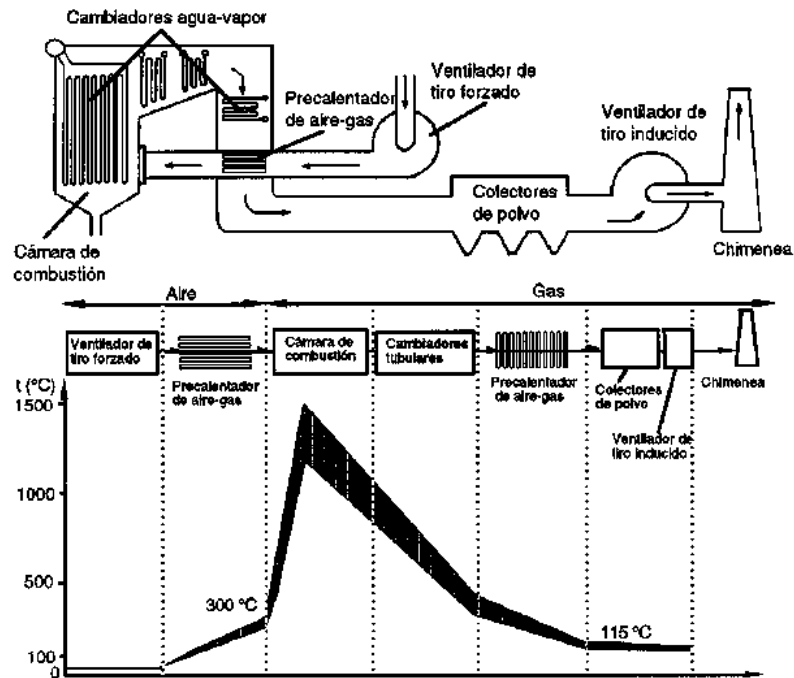


Figura 3. 6. Circuito aire gas. [1, p. 161]

Por lo general, al no ser suficiente el tiro de la chimenea, en la base de la misma se instalan ventiladores de tiro inducido que aseguren la circulación de los gases despididos por la combustión esto sirve además para mantener toda la caldera a una cierta presión. [1, p. 162]

3.8. Quemadores para combustible pulverizado

Los quemadores son dispositivos que inyectan aire y combustible pulverizado a la cámara de combustión, estos deben estar diseñados de forma que permitan: [1, p. 162]

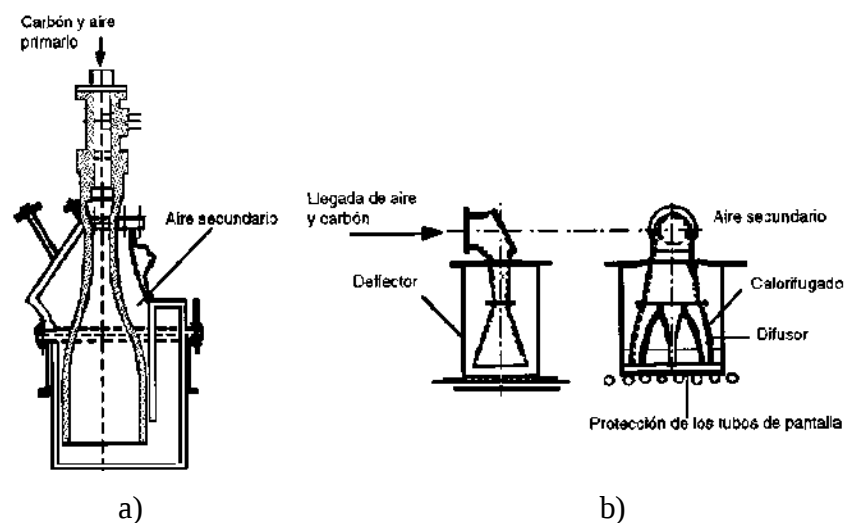
- El ajuste y control del punto de ignición.
- La estabilidad de la llama a la hora de la ignición.
- La combustión completa.
- Distribución uniforme del exceso de aire y de la temperatura a la salida del hogar.
- Fácil acceso para limpieza y manutención.
- Eviten la formación de depósitos de escoria.

- Eviten su recalentamiento.
- Eviten combustiones en su interior.
- Eviten el desgaste excesivo del quemador.

3.9. Quemadores de carbón pulverizado

Estos se pueden clasificar en dos formas según su funcionalidad:

- 1) Quemadores de tipo laminar: las turbulencias en las cenizas del aire y polvo de carbón se producen espontáneamente por la propia velocidad de la mezcla, por el uso de deflectores, el paso a través de los tubos pantalla y por la entrada de aire secundario y terciario. Dos ejemplos de este tipo de quemadores se ven en la figura 3.7. [1, p. 163]



a) Tipo Lopulco-Roubaix, b) Tipo Babcock-Wilcox

Figura 3. 7. Quemadores de tipo laminar. [1, p. 163]

- 2) Quemadores de turbulencias: se imprime un movimiento rotativo al flujo de carbón-
aire primario y a la corriente de aire secundario, en las figuras 3.8 y figura 3.9 se
ven reflejados los componentes de este tipo de quemadores.

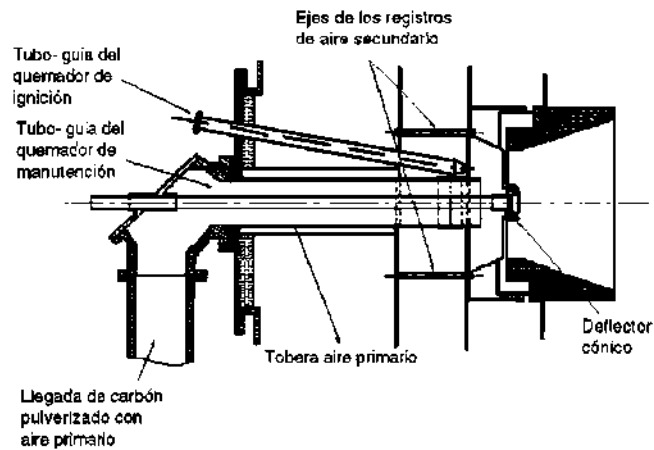


Figura 3. 8. Quemadores de turbulencia tipo Babcock-Wilcox [1, p. 164]

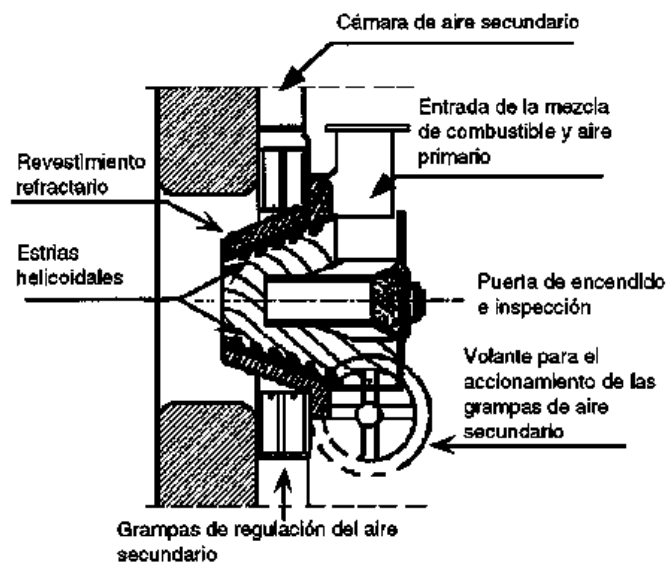


Figura 3. 9. Quemadores de turbulencia tipo R, Rosencrants. [1, p. 164]

En las calderas de gran potencia suele emplearse el encendido por ángulos, donde los mecheros como los de la Figura 3.11 se pueden inclinar respecto al plano horizontal como en la Figura 3.10, con lo que la posición de la región de combustión turbulenta del hogar se puede bajar o subir para mantener una temperatura constante de vapor sobrecalentado. [1, p. 165]

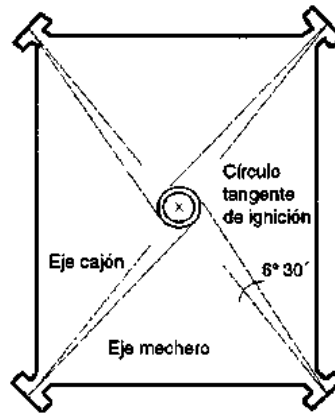


Figura 3. 10. Sistema tangencial. [1, p. 165]

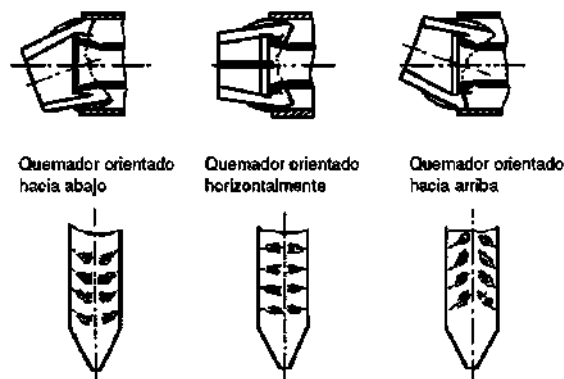


Figura 3. 11. Diversas posiciones de la llama según la inclinación de los quemadores. [1, p. 165]

3.10. Quemadores para combustibles líquidos

Los quemadores para combustibles líquidos se pueden clasificar en:

- 1) Quemadores con pulverización hidráulica.
 - De inyección total.
 - Con retorno de combustible.

En todos ellos la presión que viene siendo de entre 5 a 20 atmosferas del fuel-oil a la entrada, influye mucho en la pulverización adecuada del combustible, pero apenas tiene influencia en el caudal del combustible líquido ya que este no varía linealmente con la presión. [1, p. 167]

2) Quemadores con pulverización por medio de fluido auxiliar.

- Con vapor de agua.
- Con aire.

Estos dispositivos cambian la acción de la pulverización mecánica con la acción emulsionante del vapor, la presión con la que llega el fuel-oil es mucho menor que otros tipos de quemadores.

Estos quemadores pueden funcionar con fuel-oil de gran viscosidad en el cual su curva de funcionamiento se ilustra en la figura 3.12, gracias al calentamiento que produce el propio vapor. Cuando se utiliza vapor a presión como fluido para la pulverización por el porcentaje de peso de aire que se requiere es mayor.

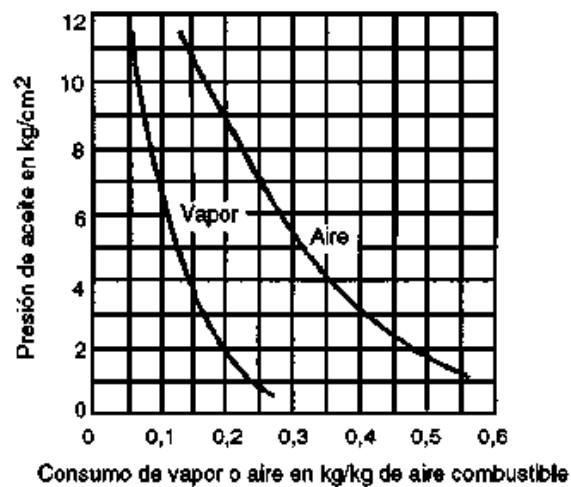


Figura 3. 12. Curvas de funcionamiento de los quemadores con fluido auxiliar. [1, p. 170]

3) Quemadores de copa rotativa.

En ellos el combustible se envía a una pieza en forma de copa que gira a gran velocidad, dicha pieza suele estar accionado por el motor del ventilador del aire primario donde se hace llegar al borde de salida y sale proyectado por centrifugación al exterior creando grandes turbulencias.

Todos los quemadores como los de la figura 3.13, constan de un cuerpo en forma de tubo alargado, cuyo extremo anterior queda fuera del hogar, mientras que el otro extremo se

sitúa en la parte interior, con el fin de llevar el combustible al lugar conveniente. En la siguiente figura se ilustra cómo está constituido este tipo de quemador.

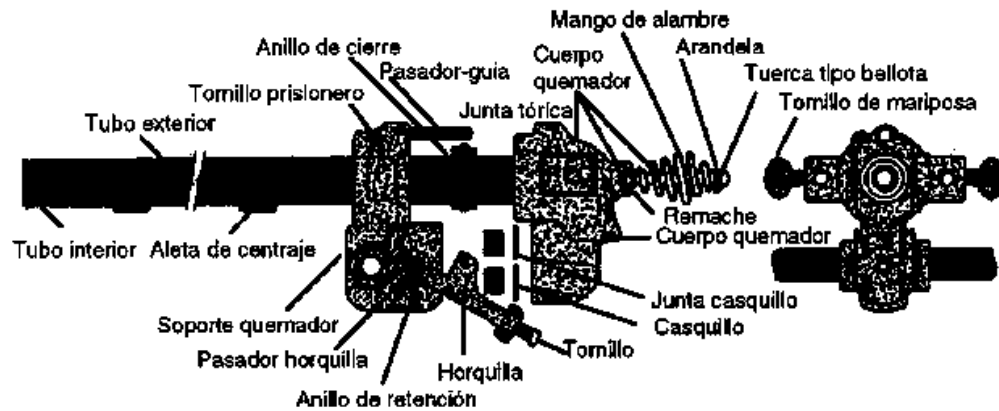
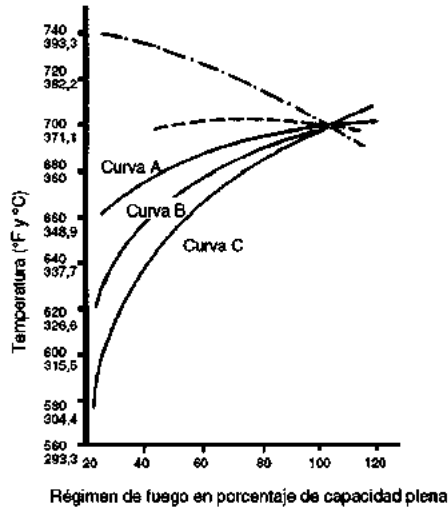


Figura 3. 13. Esquema de un quemador para combustibles líquidos. [1, p. 166]

3.11. Vaporizadores y sobre calentadores

Las temperaturas en las distintas zonas de la caldera es variable debido a diferencias en la transmisión de calor, un ejemplo es en el dardo de la llamada se pueden superar los 1700 °C y en las paredes de la caldera los 1200 °C, para proteger las paredes de la caldera de estas temperaturas se desarrollaron las pantallas de agua que a la vez se desempeñan como vaporizadores, para que no se dañen a su vez es las paredes es necesario que el combustible se realice por completo en el hogar por lo que se inyecta a dado tiempo a la temperatura adecuada el aire necesario para la misma.

Según se ubiquen y protejan los sobre calentadores, la transferencia de calor en ellos puede ser por convección, por radiación o por la combinación de los dos procesos como se muestra en la figura 3.14. [1, p. 171]



(curva A = 2 hileras de tubos de la caldera se anteponen al sobre calentador; curva B = 3 hileras, curva C = 4 hileras).

Figura 3. 14. Grafica de funcionamiento de los sobre calentadores [1, p. 171]

3.12. Precalentadores de aire

Son calentadores regenerativos que se sitúan en la parte final del recorrido de los gases a continuación del economizador del agua de alimentación de la caldera, su misión es recuperar parte del calor que todavía contienen los gases de combustión para volver a introducirlos a la caldera aumentando así el rendimiento.

Los precalentadores se pueden clasificar en dos tipos básicos:

- Precalentadores recuperativos: en ellos los gases y el aire están separados por una pared metálica a través de la cual intercambian calor, dentro de este tipo los que más se utilizan son los precalentadores tubulares y precalentadores de placas el cuas se puede apreciar en la figura 3.15. [1, p. 172]

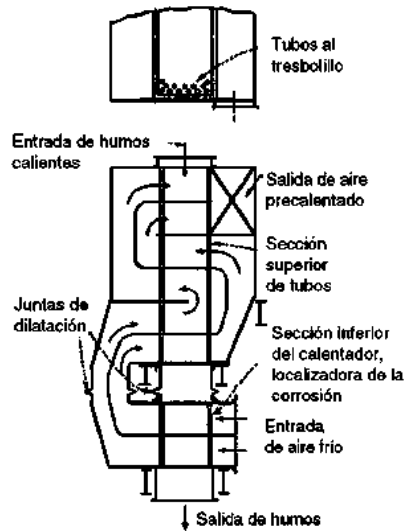


Figura 3. 15. Precalentador tubular. [1, p. 172]

- b) Precalentadores regenerativos: este tipo de precalentadores se puede ver en la figura 3.16, donde la superficie metálica es calentada por los gases y enfriado por el aire de modo alternante, dentro de este tipo los más utilizados son los Ljungstrom, que está constituido por sectores de chapa ondulada que permite el flujo axial del aire separadamente y que gira lentamente a velocidad constante. Cuando las chapas pasan en frente a las corrientes de gases estas toman el calor de estos para cederlos posteriormente a la corriente de aire fresco de entrada que los atravesara cuando el rotor haya girado media vuelta. [1, p. 173]

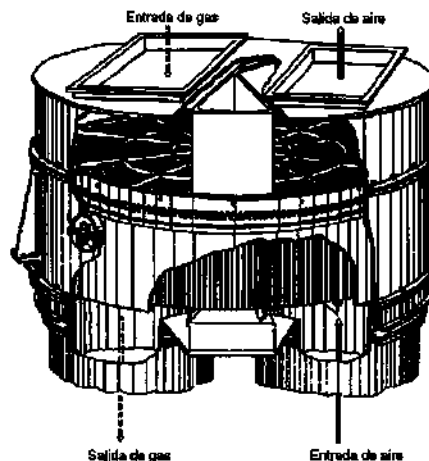


Figura 3. 16. Precalentador de aire Ljungstrom. [1, p. 173]

3.13. Extractor de residuos de combustión

Las cenizas que no han sido arrastradas por los gases de combustión, las escorias, caen en el interior de un cenicero situado en el interior del hogar el cual está conformado por una tolva metálica revestida por un material refractario y lleno de agua. Una vez enfriadas las cenizas y pasado un tiempo son evacuadas a través de una compuesta de evacuación lateral que es dirigida a la cámara de trituración tal como se muestra en la figura 3.17. [1, p. 175]

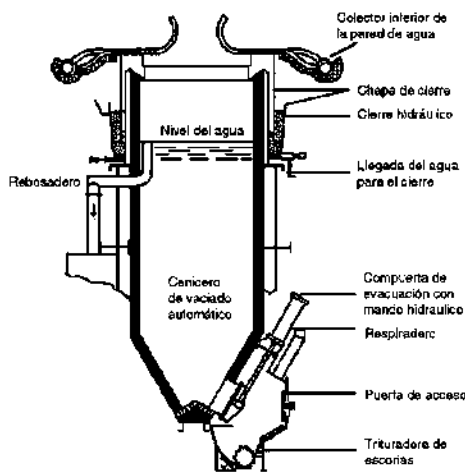


Figura 3. 17. Cenicero con cierre hidráulico. [1, p. 175]

3.14. Colector de polvo

Para evitar la evacuación de grandes cantidades de polvo a la atmosfera del orden de 70 ton/día, se crea para evitar problemas en los sistemas de filtrado por medio de tamices, donde se han llegado a detectar que pasa hasta el 95% del polvo a través de ellos, básicamente se utilizan 3 tipos:

- Colectores mecánicos.
- Colectores electrostáticos.
- Colectores mixtos.

Los colectores mecánicos separan el polvo por efecto centrífugo, el aire y el polvo entran tangencialmente en un ciclón donde el polvo se precipita donde el aire purificado sale por la parte superior, el inconveniente es que produce perdidas de tiro en las calderas. En la figura 3.18 y figura 3.19, se puede ver los dos tipos de colectores de cenizas más utilizados. [1, p. 176]

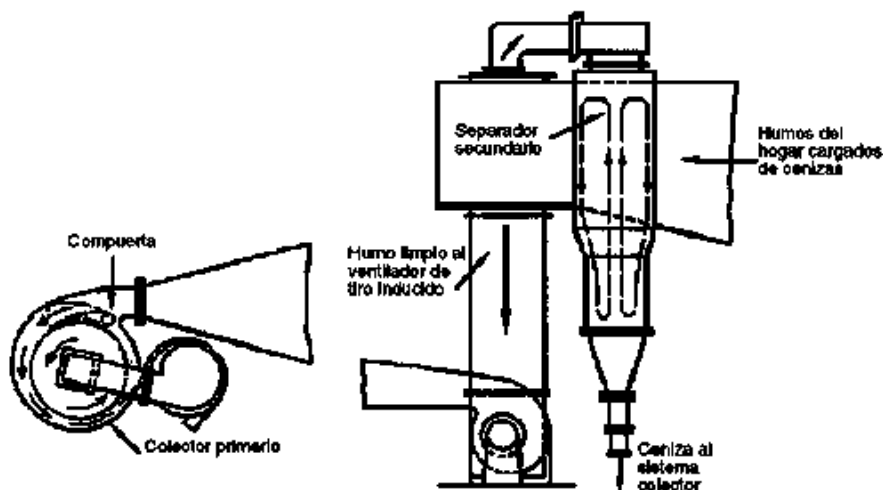


Figura 3. 18. Colector mecánico de cenizas Buell. [1, p. 177]

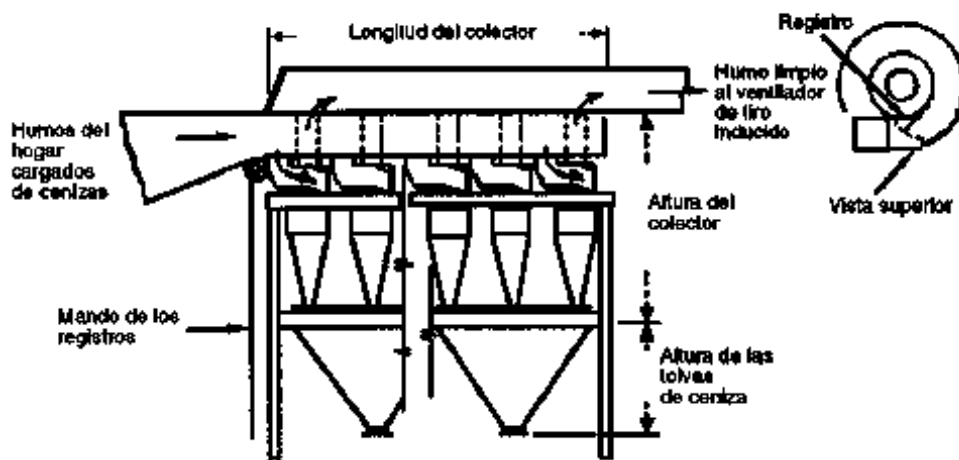


Figura 3. 19. Colector multi-ciclón Prat-Daniel. [1, p. 177]

Los colectores electrostáticos como los de la Figura 3.20, separan las partículas de polvo a base de ionizarlas, para lo que en primer lugar se las hace pasar por a través de dos

juegos de electrodos en los que se mantiene un campo electrostático elevado, en donde los cátodos se conectan a un potencial del orden de los 30 a 60 Kv, el otro juego de ánodos se conecta a tierra.

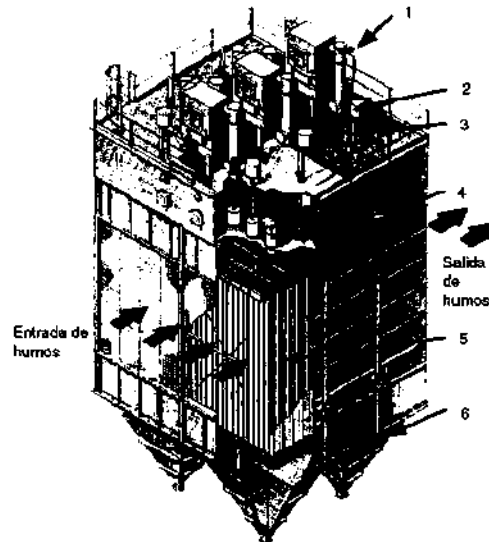


Figura 3. 20. Colector electrostático ACEC. [1, p. 178]

Los colectores mixtos como los de la Figura 3.21 utilizan una separación escalonada. A la entrada del filtro se coloca el colector mecánico que separa las partículas más pesadas y a continuación el colector electrostático que separa las partículas más finas, en caso de que el colector electrostático quede fuera de servicio el mecánico puede funcionar sin problemas.

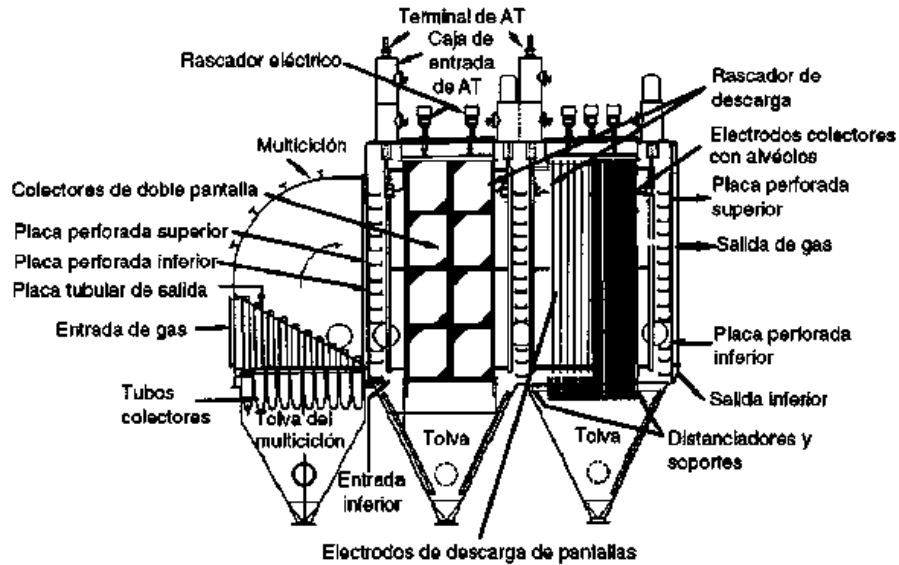


Figura 3. 21. Separador electromecánico de polvo. [1, p. 179]

3.15. La caldera

En la caldera el agua que procede del economizador se calienta hasta alcanzar la temperatura de ebullición. Atendiendo en la forma que el agua circula por la caldera estas se pueden clasificar en:

- Calderas de circulación natural.
- Calderas de circulación forzada.
- Calderas de circulación asistida.

Las calderas de circulación natural funcionan aprovechando el efecto de termosifón ilustrado en las figuras 3.22, figura 3.23 y figura 3.24, donde por efecto de calentarse los tubos de las paredes frías por radiación la densidad del agua en su interior disminuye y se pone en circulación por la diferencia de peso en del agua de los tubos bajantes A y los de la pared de los tubos B. [1, p. 182]

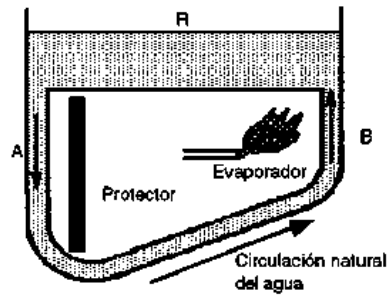


Figura 3. 22. Principio de funcionamiento de la circulación natural (A). [1, p. 182]

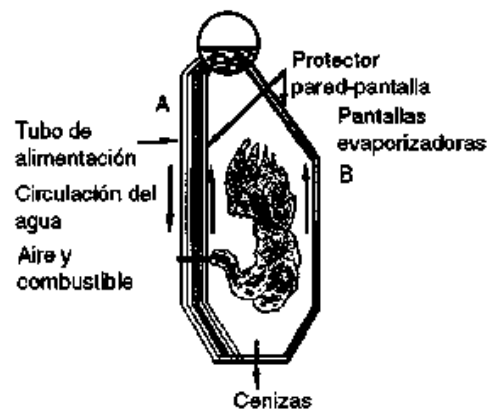


Figura 3. 23. Principio de funcionamiento de la circulación natural (B). [1, p. 183]

Las paredes de los tubos del agua la llevan desde el colector inferior al colector superior y de allí va a parar al calderil, donde la velocidad de circulación depende solamente del flujo térmico de circuito.

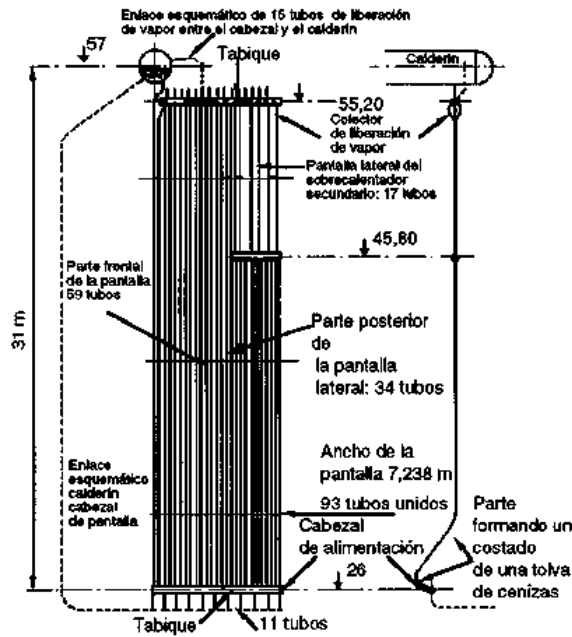


Figura 3. 24. Esquema de pared de tubos. [1, p. 183]

3.16. El condensador y el circuito de agua de circulación

El vapor de agua con un pequeño contenido de humedad procedente de la etapa final de baja presión de la turbina pasa a través de un recipiente vacío de aire denominado condensador, su misión es licuar el vapor de agua que llega a él y devolverlo por medio de las bombas de circulación de condensado a la caldera.

Las ventajas que se pueden obtener de utilizar una instalación condensadora son:

- Disminuir la temperatura final del vapor con lo que aumenta el rendimiento.
- Disminuir la presión de escape del vapor con lo que aumenta la energía utilizable y por lo tanto aumenta el salto entálpico en la turbina.
- Recupera el vapor condensado para utilizarlo como agua de alimentación de la caldera.

En las centrales termoeléctricas se utilizan los siguientes tipos de condensadores:

- Condensadores de superficie.
- Condensadores de chorro.

En este caso se tomará como referencia el condensador de superficie ya que suele ser el más utilizado en las grandes centrales termoeléctricas, en ellos el vapor se condensa en la parte externa de unos tubos por los que fluye el agua de circulación que actúa como refrigerante del condensador. La presión absoluta del condensador suele ser del orden de los 33 mBar, este vacío se produce por medio de inyectoros de aire que son bombas de chorro, que aspira el aire y los gases no condensables y los evacua a la atmósfera.

Los eyectores actúan utilizando como elemento impulsor el vapor a presión proveniente del mismo proceso, consta de dos escalones con sus respectivos condensadores, el intermedio y el posterior, para recoger y recircular hacia el circuito principal el vapor de agua condensable.

Los gases no condensables que entran por la boca del primer eyector son comprimidos y arrastrados al condensador intermedio, allí se enfrían y son lanzados a través del segundo eyector siendo nuevamente comprimidos y enviados al condensador posterior en el que la presión es superior a la atmosférica por lo que ya pueden ser expulsados fácilmente a la atmosfera. Para su buen funcionamiento es necesario extraer el condensado de forma continua para ello se utilizan bombas centrífugas mejor conocidas como bombas de condensado el cual se muestran en la figura 3.25. [1, p. 186]

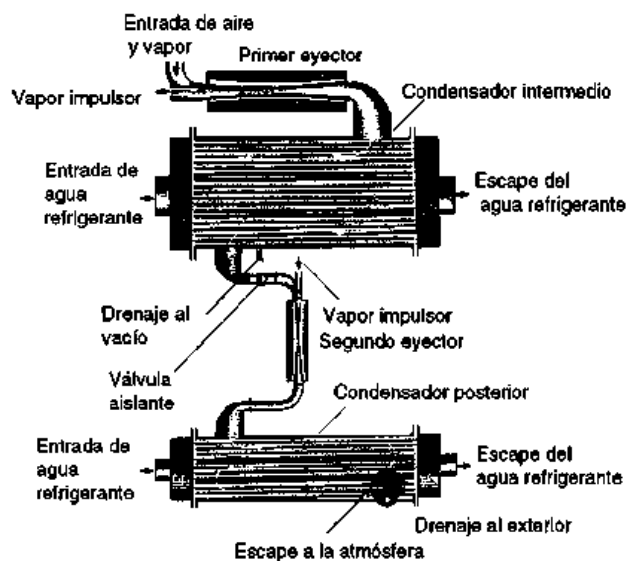


Figura 3. 25. Eyector de dos escalones Ingersoll Rand. [1, p. 187]

3.17. Instalaciones refrigeradoras del agua de circulación del condensador

El agua de circulación debe evacuar el calor que se desprende en la condensación del vapor de escape en el condensador, para que el circuito del agua de circulación cumpla con dicho cometido se adoptan las siguientes disposiciones básicas tales como circuito abierto, circuito cerrado y circuito mixto.

En el circuito abierto se toma agua fresca de un río, lago o del mar y por medio de las bombas de circulación se envían al condensador, el agua que sale de él se descarga en un punto que asegure que esta agua no es recirculada. Cuando un río o un lago no tienen la capacidad para poder evacuar el calor que se desprende de la central sin que se produzcan aumentos excesivos de temperatura en los mismos, se recurren los circuitos cerrados o mixtos, esto se muestra en la figura 3.26.

Cuando se trata de circuitos cerrados la única aportación exterior de agua es la necesaria para compensar las pérdidas por evaporación y por fugas, el enfriamiento del agua de circulación se realiza por medio de dispositivos atmosféricos.

En el circuito mixto es como su nombre lo indica solo se recircula una parte del agua de circulación, el resto se evacua al río o lago. [1, p. 187]

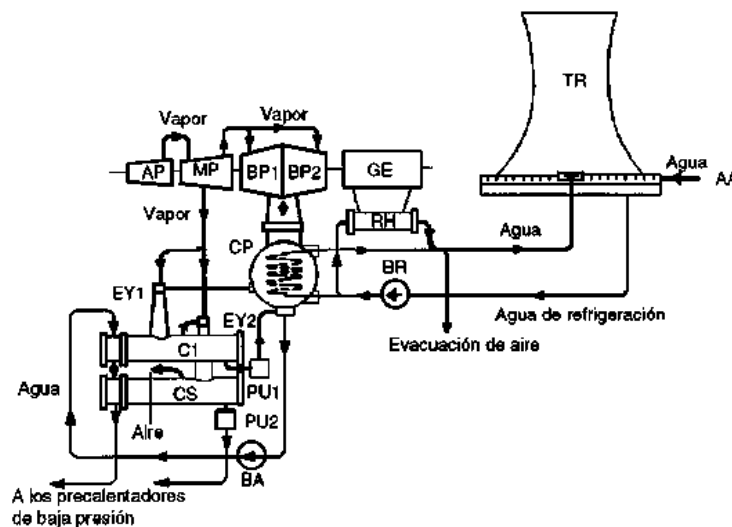


Figura 3. 26. Esquema de una instalación refrigeradora competitiva. [1, p. 188]

AT, MT, BTT y BT2 = turbinas de alta, media, baja y reducida presión; GE = generador refrigerado por hidrogeno; CP, CI y CS = condensadores principales, intermedio y de salida; EY1 y EY2 = eyectores; PU1 y PU2 = purgadores; Ba = bomba de agua de alimentación; TR = torre de refrigeración; AA = aporte de agua a la torre de refrigeración; BR = bomba de agua de refrigeración; RH = refrigeradores de hidrogeno.

Cuando se trata de circuitos cerrados la única aportación exterior de agua es la necesaria para compensar las pérdidas por evaporación y por fugas, el enfriamiento del agua de circulación se realiza por medio de dispositivos atmosféricos. En el circuito mixto es como su nombre lo indica solo se recircula una parte del agua de circulación, el resto se evacua al rio o lago.

La figura 3.27, muestra el principio de funcionamiento de la torre de refrigeración el cual es el siguiente. El agua procedente del condensador es llevada a la parte superior de la torre y distribuida por medio de una red de tuberías previstas de toberas por las que caen en forma de lluvia fina a un estanque inferior, durante la caída las gotas de agua ceden su calor a una corriente de aire que fluye en sentido contrario, el agua refrigerada del estanque inferior se circula al condensador por medio de las bombas de circulación.

Las torres de refrigeración se pueden clasificar por:

- El tipo de tiro: natural, inducido y forzado.
- El flujo: a contracorriente y cruzado.

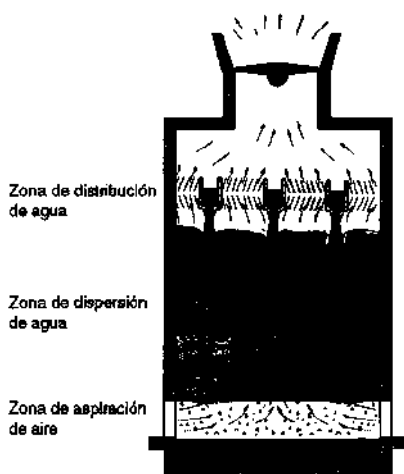


Figura 3. 27. Esquema de una torre de refrigeración por aire forzado. [1, p. 189]

3.18. Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor representan el tipo de primo motor usado exclusivamente para el accionamiento de los generadores eléctricos de las centrales termoeléctricas. En general las turbinas de vapor con sus accesorios están constituidas principalmente por la turbina de vapor, los sistemas de regulación, las válvulas de alimentación, condensadores y bombas de extracción del agua de condensación, en la figura 3.28, se muestra un esquema de una turbina de vapor con sus diferentes accesorios en una central termoeléctrica. [9, p. 386]

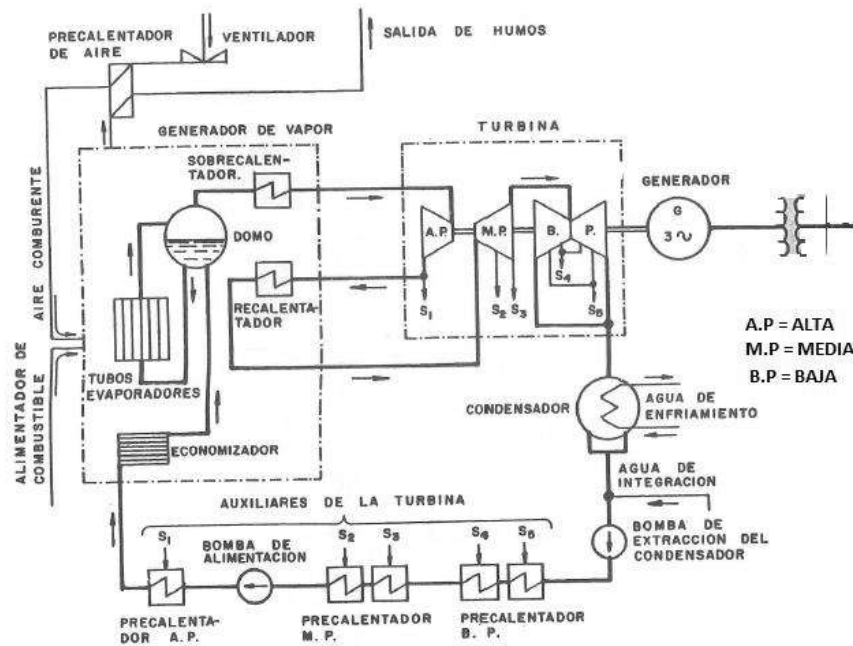


Figura 3. 28. Esquema de funcionamiento de instalación de una turbina de vapor y sus accesorios.
[9, p. 388]

El vapor sobrecalentado que proviene de la caldera actúa primero sobre la sección de alta presión (A.P) de la turbina donde va al recalentador y de allí a la sección de media presión (M.P) de aquí continua a la sección de baja presión (B.P) para llegar finalmente al condensador donde sede al agua de enfriamiento el calor de condensación que viene así de esta manera retornando al ciclo y es retornado, del condensador se extrae el agua condensada con una bomba y la misma agua previamente precalentada con residuos de vapor de las etapas anteriores pasa al purificador de oxígeno y de esta manera vuelve al generador de vapor.

Las características termodinámicas de las turbinas de vapor consisten en que la circulación del vapor en la turbina es prevalentemente axial y según la forma en la que actúa el vapor sobre las paletas, se hablara principalmente de dos tipos de turbinas, la turbina de acción y la turbina de reacción.

a) Turbinas de acción.

Es en donde las cuales el salto de presión $P_1 - P_2$ y la caída termodinámica $h_1 - h_2$, se transforman completamente en energía cinética del distribuidor, así el trabajo se transforma también en velocidad:

$$Eh = L = \frac{v^2}{2g}$$

Donde

g = aceleración de la gravedad; v = velocidad = $\sqrt{2g Eh}$.

Y donde

Eh = equivalente mecánico del calor = 427 Kgm/cal (caloría = 427 Kgm).

La energía expresada en caballos de vapor-hora.

$$1 \text{ Cvh} = \frac{75 \times 3600}{427} = 632 \text{ cal.}$$

La energía eléctrica en Kwh.

$$1 \text{ Kwh} = \frac{102 \times 3600}{427} = 869 \text{ cal.}$$

La energía cinética se transforma en energía mecánica en la parte rotatoria la cual se moverá en el ambiente de descarga a presión P_2 según se muestra en la figura 3.29.

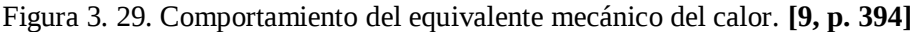

$$v = \sqrt{2g \, E h}.$$
$$v_1 = \varphi \sqrt{2g E h}.$$

Figura 3. 30. Triángulo de velocidades de una turbina de vapor de impulso. [9, p. 397]

Para obtener el máximo rendimiento la velocidad relativa $W1$ deberá ser tangente a las paletas y la velocidad de salida $V2$ deberá ser mínima, despreciando las pérdidas a lo largo de las paletas deberá ser $W2 = W1$ y $\delta = 90^\circ$, el triángulo de salida se obtiene cerrando el triángulo que por lados $W1$, u , $V2$ en torno al lado V .

En las condiciones de máximo rendimiento de forma ideal se tendrá $\beta = \gamma$, $\delta = 90^\circ$ y $W2 = W1$, $\mu = \frac{V1 \cos \alpha}{2}$ y $V2 = V1 \sin \alpha$.

La forma de comportamiento de la presión p y de la velocidad v en el distribuidor a lo largo de las paletas se muestra en la figura 3.31.

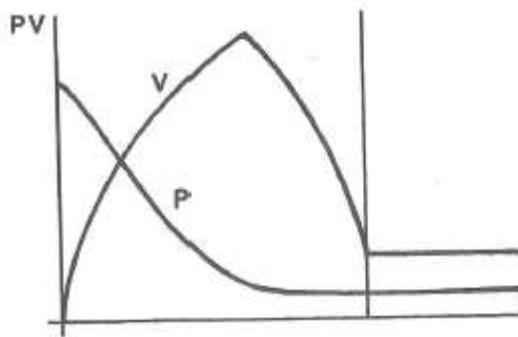


Figura 3. 31. Comportamiento presión-velocidad en las paletas de un generador de vapor. [9, p. 398]

La energía de 1 kg de vapor a la entrada y a la salida de la rueda giratoria estará dada respectivamente como:

$$\frac{V_1^2}{2gE} \text{ y } \frac{V_2^2}{2gE}$$

Por lo tanto, la energía transformada en el contacto entre el vapor y las paletas es:

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2gE}$$

Por lo que el rendimiento propio de la rueda giratoria η_r se obtiene como la relación entre la energía utilizada y la disponible a la entrada dada por:

$$\eta_r = \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2}$$

Como $V_2 = V_1 \sin \alpha$

$$\eta_r = \frac{V_1^2 - V_1^2 \sin^2 \alpha}{V_1^2} = 1 - \sin^2 \alpha = \cos^2 \alpha$$

El rendimiento de la rueda giratoria aumenta al disminuir α toda vez que por razones constructivas α no puede ser menor a 15° o 20° , para las turbinas de vapor se puede llegar a una expresión de la velocidad periférica de máximo rendimiento.

$$U = \frac{\eta g E h}{V_1 \cos \alpha}$$

η = rendimiento termodinámico.

También existe un coeficiente de la velocidad periférica expresado como:

$$K = \frac{U}{V} = \frac{U}{\sqrt{2g E h}}$$

Que para una turbina de acción será:

$$K = \frac{\varphi U}{V_1} = \frac{\varphi V_1 \cos \alpha}{2V_1} = \frac{\varphi \cos \alpha}{2}$$

Para $\varphi = 0.92 - 0.97$ y $\alpha = 20^\circ$, el coeficiente de velocidad periférica varia de 0.39 a 0.46, la velocidad periférica puede alcanzar valores del orden de 400 m/s, siendo:

$$U = K \sqrt{2g E h} = K 91.5 \sqrt{h} = 400$$

En donde:

$$h = \left(\frac{400}{91.5} \right)^2 = \frac{19}{K^2}$$

b) Turbina de reacción.

Son aquellas en las cuales gran parte de la caída termodinámica $h_1 - h_2$ es transformada en energía cinética en el distribuidor $h_1 - h^1$ en tanto que la parte restante se transforma a lo largo de las paletas del elemento girante según de la figura anterior, en estas se tiene una doble transformación de la energía residual en energía cinética y la energía cinética en energía mecánica en el árbol de la máquina.

Las turbinas de reacción con vapor en forma analógica al contrario de las turbinas hidráulicas se deben construir en admisión total a lo largo de todo el contorno del elemento giratorio.

Se puede definir un grado de reacción entendido como la relación entre la caída termodinámica que se desarrolla en la rueda giratoria y la caída interna h . La turbina de reacción con una sola rueda giratoria no tiene una aplicación práctica, más bien debe tener múltiples parejas distribuidor-rueda colocadas en serie y se tiene en esta forma la expansión múltiple del vapor, en la figura 3.32, se muestra es esquema de un distribuidor-rueda con los triángulos de velocidad relativos.

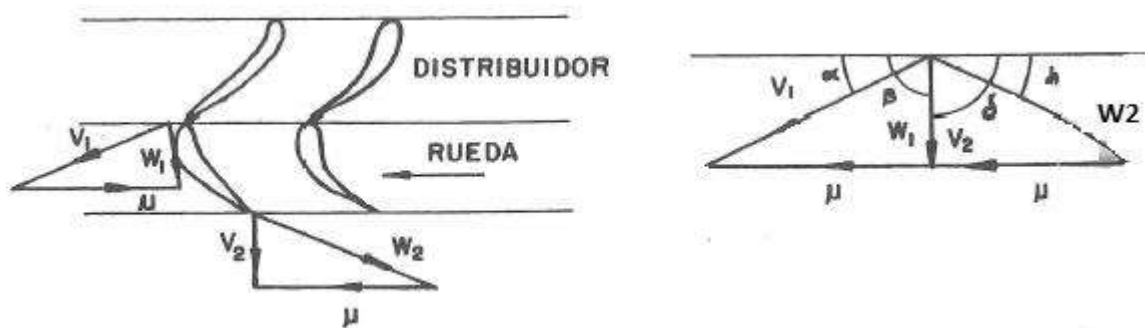


Figura 3. 32. Esquema para un distribuidor-rueda con su triángulo de velocidades. [9, p. 400]

Debido a que en general el grado de reacción se hace igual a $1/2$, la caída termodinámica h se transforma en velocidad, una mitad en el distribuidor y la otra mitad en la rueda giratoria el cual se puede apreciar en la figura 3.33. [9, p. 401]

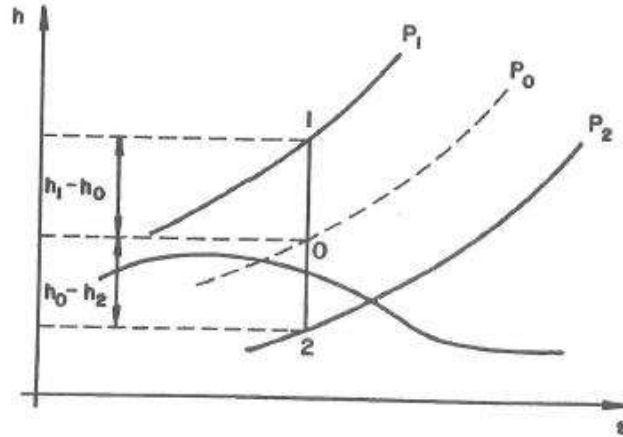


Figura 3. 33. Curva de distribución de velocidad de una caída termodinámica de una turbina de reacción. [9, p. 401]

De la figura anterior podemos denotar que:

$$h_1 - h_0 = h_0 - h_2$$

Por lo tanto, en una transformación adiabática donde O es igual a 0.

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2gE} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2gE}$$

La velocidad W_2 es mayor que W_1 debido a que en la rueda giratoria se tiene una transformación de una parte de 1/2, de la caída termodinámica. Debido a que se acostumbra a dar a las paletas del distribuidor el mismo perfil de las paletas de la rueda giratoria ($\alpha = \gamma$; $\beta = \delta = 90^\circ$) y para obtener la velocidad de salida V_2 mínima debe estar a 90° con la U , resulta que en las condiciones de máximo rendimiento, los dos triángulos de velocidad serán rectángulos he iguales.

De la ecuación:

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2gE} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2gE}$$

$$V_1^2 - V_2^2 = W_2^2 - W_1^2$$

Por lo tanto:

$$V_1 = W_2; V_2 = W_1; V_2 = V_1 \sin \alpha$$

El rendimiento de la rueda giratoria será en este caso:

$$\begin{aligned} \eta_r &= \frac{V_1^2 - V_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{V_1^2 + W_2^2 - W_1^2} = \frac{2(V_1^2 - V_2^2)}{2(V_1^2 + V_2^2)} \\ &= \frac{2V_1^2(1 - \sin^2 \alpha)}{V_1^2(2 - \sin^2 \alpha)} = \frac{2 \cos^2 \alpha}{1 + \cos^2 \alpha} = \eta \cos^2 \alpha \end{aligned}$$

La expresión anterior para el rendimiento indica que el rendimiento de la rueda de reacción es mayor que la de la rueda de acción. Dado un ejemplo para un grado de reacción de 1/2 la velocidad V_1 se obtiene como:

$$V_1 = \varphi \sqrt{2gE} \frac{h}{2} = \frac{v}{\sqrt{2}}$$

La ecuación anterior dice también que a igualdad de ecuaciones la velocidad periférica en la turbina a reacción es mayor que la turbina de acción la cual se expresa en la tabla 3.4.

Tabla 3. 4. Valores habituales de las turbinas de vapor.

Potencia nominal (MW)	25+30	50+55	60	80	120
Presión de vapor (Kg/cm^2)	42+64	64+88	88	88+105	105+125
Temperatura del vapor ($^{\circ}\text{C}$)	455+500	485+520	500+525	500+525	540+565
Temperatura de calentamiento interno ($^{\circ}\text{C}$)	-	-	-	500+525	540+565

3.19. El condensador

En el diagrama teórico presión-volumen para las turbinas de vapor mostrado en la figura 3.34, está representado por el ciclo Rankine y que, como se ha mencionado en el capítulo 2, si en vez de descargar el vapor a la presión atmosférica, se descarga en el ambiente en que exista un vacío con bastante empuje, es claro que aumenta el salto de presión $P_1 - P_2$ y también la caída termodinámica $h_1 - h_2$ y consecuentemente el

rendimiento térmico ya que de hecho aumenta el área de ciclo. En la figura siguiente el área DCC'D representa el trabajo en producir un kg de vapor conservando siempre las mismas calorías, la ganancia obtenida con el condensado se muestra en el área DFF'D. [9, p. 427]

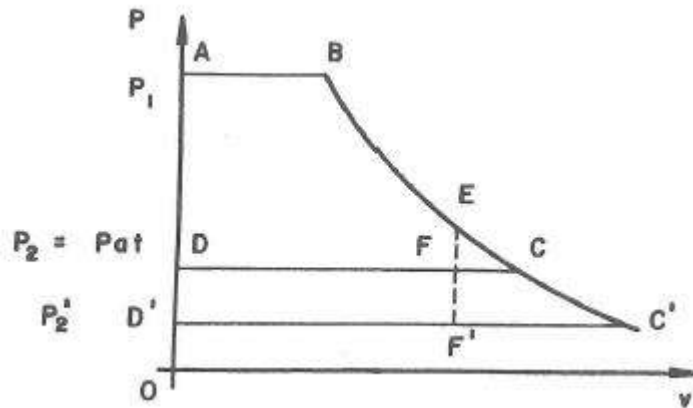


Figura 3. 34. Diagrama presión-volumen de una turbina de vapor. [9, p. 427]

El condensador es un dispositivo que se conecta a la descarga del vapor de la máquina y en el cual se encuentra en un ambiente frío y por lo cual se condensa, la presión que se fija en el condensador depende de la temperatura del refrigerante y será tanto menor cuanto menor sea la temperatura de este.

Se define el grado de vacío en un condensador a la relación entre la depresión que se establecen el mismo con respecto al ambiente externo y la presión del ambiente externo. En las turbinas de vapor el grado de vacío puede llegar a ser de un 97% a 98% ($p = 0.03 - 0.02$ atm), que corresponde a una temperatura de 27.3 °C y 117.1 °C respectivamente.

Los condensadores se pueden dividir en dos categorías:

1) Condensadores de mezcla.

Son aquellos en los cuales el vapor y agua refrigerante están en contacto directo y por lo tanto se bombean juntos mediante una bomba que en los condensadores de mezcla puede ser de contra corriente.

Este tipo de condensadores es muy poco usado debido a que el agua refrigerante en general no está adaptada a la alimentación del generador de vapor.

2) Condensadores de superficie.

Son aquellos a los cuales el agua refrigerante y el vapor se encuentran separados por medio de una pared metálica a través de la cual se realiza la transmisión de calor. En la figura siguiente se muestran las partes principales de un condensador de superficie que básicamente está formado por un cilindro robusto cerrado en sus dos extremos y que a través de su longitud se encuentra un haz de tubo de pequeño diámetro (15 mm), y que se encuentra conectado en los extremos por dos cabezales cuyo material puede ser bronce, un ejemplo de este tipo de condensador puede verse en la figura 3.35. [9, p. 430]

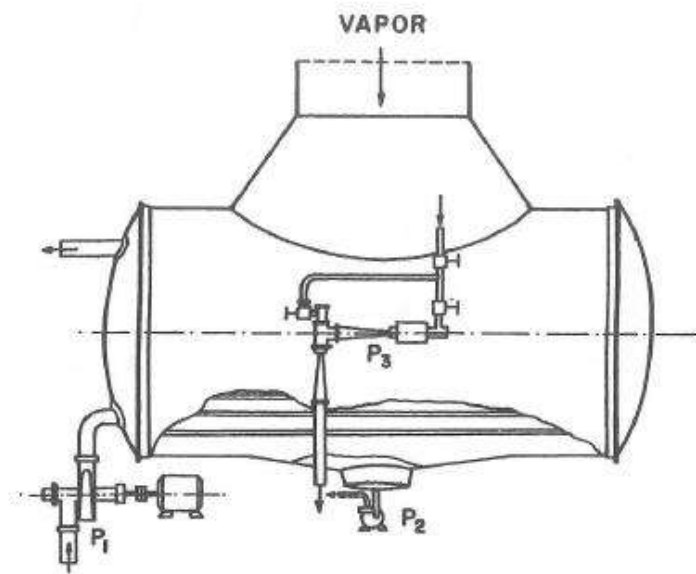


Figura 3. 35. Condensador de superficie. [9, p. 430]

En los condensadores de superficie el agua de enfriamiento necesaria para condensar 1 kg de vapor es mayor que aquella que corresponde en el generador de mezcla ya que requiere una diferencia de temperatura mayor entre el agua y el vapor de manera que se tenga a través de los tubos una buena transmisión de calor.

3.20. Bombas de alimentación y extracción

Se mencionó con anterioridad en forma breve que tanto el generador de vapor (caldera) como el condensador tienen bombas para alimentación y extracción. El análisis para el principio de operación, así como el diseño de las bombas corresponde más bien a un libro de máquinas hidráulicas por ende solo se tratará de forma breve los principales elementos para su correcta selección y aplicación.

Es común clasificar las bombas en función de su construcción y de la manera en cómo transmite su energía al líquido pudiendo ser de dos tipos:

- Bomba alternativa (de embolo).
- Bombas centrifugas.
- Bombas rotatorias.

Al diseñar un sistema de bombeo para aplicaciones diversas es necesario considerar un buen número de elementos sin que finalmente importe el tipo de bomba que se seleccione para la instalación que se requiera, los elementos que intervienen principalmente son: columna, capacidad, características del líquido, tuberías, los motores apropiados y la economía.

Bombas alternativas.- Este tipo de bombas suministran un flujo pulsante del orden de 200 m^3 /hora se consideran eficientes aun en condiciones de baja carga y se obtienen altas presiones con velocidades que en cualquier condiciones son del orden de 100 a 300 rpm. En la del tipo embolo del llamado efecto simple el volumen del líquido que se bombea corresponde teóricamente a la cilindrada del embolo y se calcula como:

$$Vol = \frac{\pi d^2}{4} c$$

Donde

d = diámetro del pistón

c = 2r; r = radio de la manivela

La capacidad de la bomba de pistón con simple efecto se calcula como:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c \frac{n}{60} \eta v$$

Si la bomba es de doble efecto entonces:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c \frac{2n}{60} \eta v$$

La velocidad del embolo es:

$$V_m = \frac{2cn}{60}$$

De donde de las dos ecuaciones anteriores para una bomba de efecto simple:

$$Q = S = \frac{V_m}{2} \eta v$$

Y para una bomba de doble efecto:

$$Q = S = V_m \eta v$$

Donde;

$$S = \frac{\pi d^2}{4}$$

Las velocidades n que se tienen para este tipo de bombas son:

Bombas lentas: $n = 30 - 60$ rpm.

Bombas medias: $n = 60 - 150$ rpm.

Bombas veloces: $n = 150 - 200$ rpm.

Donde eventualmente se pueden llegar hasta a los 500 rpm, la potencia absorbida se calcula como:

$$P_a = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} CV$$

O bien

$$Pa = \frac{\gamma QH}{102 \eta} Kw$$

Bombas centrifugas.- Las bombas centrifugas se pueden considerar como el tipo más versátil, el flujo es constante y se puede decir que prácticamente no hay límites en cuanto a la potencia requerida para el flujo, la presión de descarga varía desde baja hasta alta, se pueden emplear para líquidos claros y limpios y para líquidos viscosos o con cierto contenido de sólidos.

Un concepto importante en la selección de este tipo de bombas es la velocidad específica (ns), la cual se define como el número de revoluciones que requiere un modelo similar a un prototipo el cual con una columna de 1 metro suministra una potencia de 1.

Si en la expresión:

$$Pa = \frac{\gamma QH}{75} \text{ se hace } H = 1 \text{ y } Pa = 1$$

Se obtiene que

$$Q = \frac{75}{\gamma} = 0.075$$

Lo que significa que el modelo debe tener una capacidad de 75 litros/segundo. La velocidad específica se obtiene como:

$$ns = \frac{n \sqrt{Pa}}{H \sqrt[4]{H}}$$

Se toma en consideración el gasto Q:

$$ns = \frac{n \sqrt{\frac{\gamma QH}{75}}}{H \sqrt[4]{H}} = \frac{n \sqrt{\frac{1000}{75}} \sqrt{Q} \sqrt{H}}{H \sqrt[4]{H}}$$

Hacienda un poco de sustituciones en la ecuación la forma final queda como:

$$ns = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

En base al valor de la velocidad específica se pueden distinguir en los siguientes tipos:

Bombas lentas: $ns = 60 - 100$

Bombas medias: $ns = 100 - 200$

Bombas veloces: $ns = 200 - 400$

Bombas rotatorias.- Las bombas rotatorias son básicamente del tipo aspirante con dos ruedas dentadas que dan una relación de transmisión que aun cuando tienen un perfil de diferente forma, el principio siempre es el mismo y que tienen como características principales las siguientes:

Operan con flujo constante con una capacidad que varía de pequeña a mediana, la columna que puede desarrollar es de media presión la altura o columna de succión es del mismo orden que las alternativas y mayor que las centrifugas, por lo general su uso se recomienda para el manejo de líquidos viscosos no abrasivos, la capacidad o gasto de estas bombas se pueden calcular como:

$$Q = nv V \frac{n}{60}$$

Donde

V = volumen del líquido que pasa por cada revolución del perfil.

$$V = \pi/4 (De^2 - Di^2) \ell$$

Y donde

De = diámetro externo de la rueda

Di = diámetro interno de la rueda

ℓ = longitud de los dientes

Capítulo 4

Análisis energético de una termoeléctrica con sobrecalentamiento

4.1. Ciclo de la turbina de vapor

Los antecedentes de la turbina de vapor tal y como la conocemos hoy en día se remontan al siglo XIX con la turbina de De Laval (1883 primera turbina de acción) y Parsons (1884 primera turbina de reacción de varios escalonamientos), los cuales casi desde sus orígenes se observaron las ventajas que su aplicación presentaba en el campo de la generación eléctrica.

Su utilización en ciclos combinados gas-vapor se deriva de su excelente acoplamiento térmico existente con el ciclo de las turbinas de gas en los rangos actuales de temperaturas de trabajo y por los altos rendimientos que el empleo conjunto de dichas tecnologías posibilita.

El ciclo de las turbinas de vapor corresponde al ciclo de Rankine y es la aplicación tecnológica del ciclo de Carnot para el caso de que el fluido motor sea un fluido condensable y durante su evolución se produzcan cambios de fase.

De forma simplificada y para el ciclo básico la evolución del fluido sigue las siguientes etapas

- Etapa de expansión del fluido en fase vapor, realizada en la turbina de vapor y lo más isentrópica posible
- A la salida de la turbina de vapor hay una cesión de calor residual del vapor a presión constante que se realiza en el condensador.
- Una o varias etapas de elevación de la presión del fluido, esto se realiza con el fluido en fase líquida con bombas y fuera de la zona que realiza el cambio de fase

(esta es una de las principales diferencias con el ciclo de Carnot ya que, para obtener la máxima eficiencia habría que realizar la compresión de un fluido bifásico con la dificultad tecnológica que ello conlleva).

- Etapa de aportación de calor a presión constante, el fluido realiza una etapa de calentamiento previo a la fase líquida, un proceso de cambio de fase y una elevación posterior de la temperatura del vapor que se realiza en el sobrecalentador, el cual sirve para eliminar el exceso de humedad en el vapor que afecta en las últimas etapas de expansión de la turbina (esto constituye la segunda particularidad del ciclo de Rankine y otra diferencia fundamental con el ciclo de Carnot).

El fluido motor empleado suele ser agua desmineralizada, fundamentalmente por su facilidad de manejo, reposición y abundancia, aunque conceptualmente no es el único y podría utilizarse otros fluidos como mercurio u otros fluidos orgánicos. La estructura básica de un ciclo agua-vapor en su versión más sencilla, así como la evolución del fluido en un diagrama T-S se esquematiza en la figura 4.1.

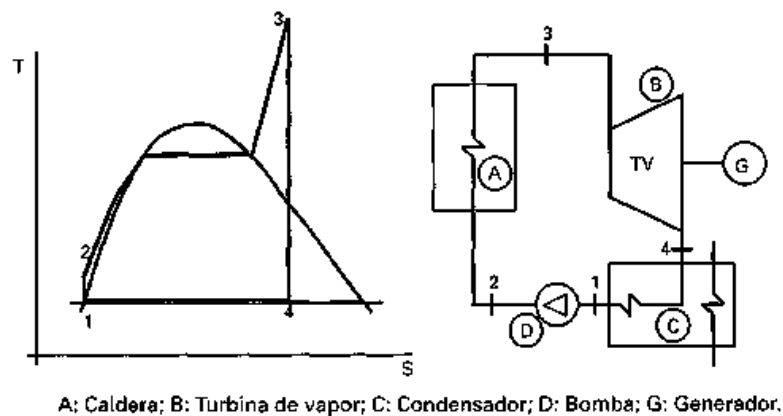


Figura 4. 1. Representación en diagrama T-S del ciclo de las turbinas de vapor y de los equipos fundamentales necesarios para su realización.

4.2. Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento (Ciclo de Hirn)

En un capítulo anterior ya se había tocado de forma rápida como es que funciona una central termoeléctrica y sus ciclos, el cual se tocó el funcionamiento básico del ciclo Rankine, en esta ocasión se tratara de desglosar un poco más a fondo los distintos tipos de

ciclos calóricos de una central termoeléctrica, así como en diferentes estados de funcionamiento.

El ciclo Rankine ha presentado una serie de mejoras a lo largo del tiempo, por ser el ciclo fundamental que siguen las turbinas de vapor, las cuales siguen las siguientes tendencias:

- Disminuir la presión en condensador
- Aumentar la presión en la caldera
- Emplear vapor sobrecalentado
- Emplear recalentador intermedio
- Precalentar el agua de alimentación
- Emplear ciclos binarios

El rendimiento térmico del ciclo de Rankine se puede mejorar aumentando la temperatura máxima del vapor a base de aumentar la presión o sobrecalentar el vapor saturado, esto se consigue mediante el ciclo de Hirn (figura 4.2), que utiliza vapor recalentado, para ello al vapor se le hace recorrer un haz de tubos dentro de la caldera con el cual el rendimiento mejora.

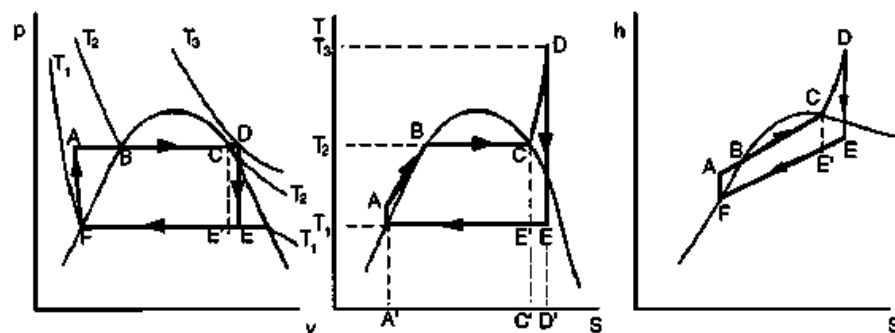


Figura 4. 2. Ciclo con sobrecalentamiento.

Mediante este proceso se observa que disminuye la cantidad de humedad de vapor de agua en el punto E respecto al ciclo sin recalentamiento del punto E', el aumento de la temperatura en el punto D produce un incremento en el rendimiento térmico total ya que origina un mayor trabajo específico en la expansión en la turbina, que como se sabe es

proporcional ($hD - hE$), este incremento de trabajo se ve en parte contrarrestado por un aumento del calor cedido en el condensador en el área $A'AED'$ (antes $A'AE'C'$), el rendimiento de este ciclo es:

$$\eta = \frac{(hD - hE) - (hA - hF)}{hD - hA}$$

Observando la figura 4.2, se puede ver que la superficie del ciclo ha aumentado, así como la temperatura media a la que se absorbe el calor, pero la mayor ventaja radica en que el vapor permanece seco durante casi toda la expansión adiabática en la turbina evitando así los efectos de erosión que el vapor húmedo efectúa sobre las superficies de la turbina.

El ciclo real de sobrecalentamiento presenta una ligera discrepancia con respecto al ciclo ideal, como son:

- El calentamiento entre A y C se realiza a presión decreciente debido a las pérdidas de carga en la caldera.
- Las pérdidas en la turbina producen un incremento en la entropía, el segmento DE en el diagrama S-T no es vertical, si no ligeramente inclinado.
- La compresión F-A tampoco es completamente adiabática.
- La temperatura del condensador puede ser ligeramente inferior a la correspondiente a la presión de la curva de saturación, es decir, en el diagrama S-T el punto F estaría algo más bajo en la curva de saturación.
- En el ciclo real hay pérdidas de vapor en el cierre de turbinas y por lo tanto pérdida de calor.

En la figura 4.3, se muestra el diagrama simplificado de una central termoeléctrica de vapor sobrecalentado.

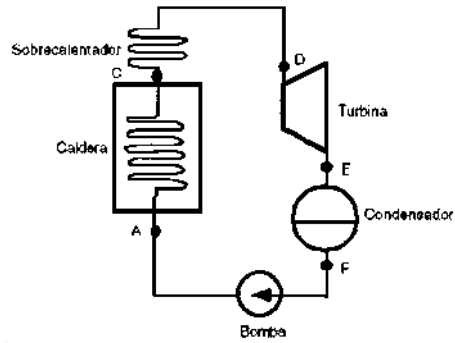


Figura 4. 3. Esquema simplificado de una central termoeléctrica de vapor sobrecalentado.

Se puede decir que tanto el aumento de la temperatura máxima TD como el aumento de la diferencia de presiones, incrementa el rendimiento del ciclo.

4.3. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio

El modo de poder aumentar la presión de entrada sin aumentar la humedad ni la temperatura límite, es recalentar el vapor en uno de los estados intermedios como se indica en la figura 4.4, esta nueva modificación en el ciclo Rankine básico consiste en que el vapor después de expansionarse parcialmente en el cuerpo de alta presión de la turbina vuelve a la caldera, calentándose hasta normalmente la misma temperatura inicial del vapor de entrada a la turbina (figura 4.5).

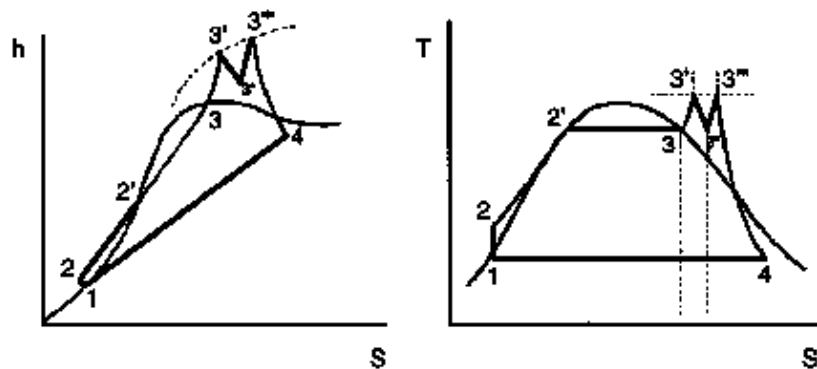


Figura 4. 4. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.

El rendimiento de este ciclo es:

$$\eta = 1 - \frac{h_4 - h_1}{(h_{3'} + h_{3''}) - (h_2 + h_{3''})}$$

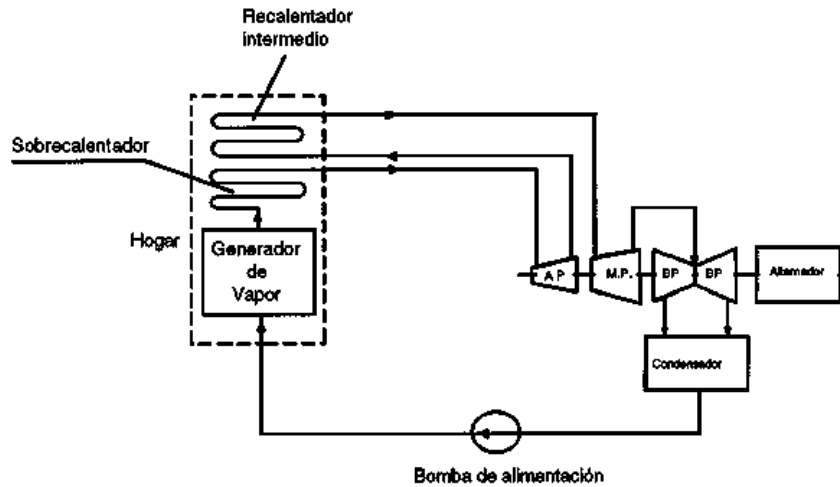


Figura 4. 5. Esquema simplificado de una central termoeléctrica con recalentado intermedio.

4.4. Ciclo Rankine con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación

En este caso el agua que se introduce en la caldera a sido precalentada previamente en base de extraer calor del vapor de la turbina para ser cedido al agua de retorno de la caldera mediante cambiadores de calor adecuados los cuales se pueden apreciar en la figura 4.6 y figura 4.7, que a continuación se muestran.

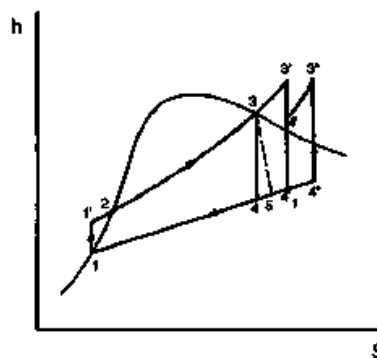


Figura 4. 6. Ciclo con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.

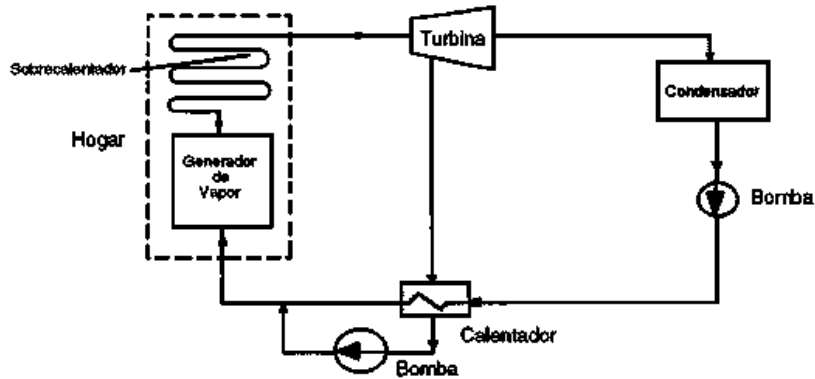


Figura 4. 7. Esquema simplificado de una central termoeléctrica con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.

El número de extracciones varía entre cuatro y nueve, en función del tamaño del grupo, existiendo un compromiso entre la complejidad del sistema y la mejora del rendimiento. Al contrario que en el caso del recalentamiento intermedio que solo se utiliza en grandes centrales, el precalentamiento regenerativo se emplea incluso en centrales de pequeña potencia mejorando su rendimiento.

4.5. Ciclo de Joule ideal

Al igual que en el ciclo de Rankine ideal, no debe haber caídas de presión por fricción en los intercambiadores de calor y los ductos, y la expansión en la turbina y la compresión en el compresor deben ser isentrópicos (reversibles y adiabáticos), el estado del gas al pasar por el ciclo de Joule ideal cerca como se muestra en el diagrama de la figura 4.8. Se define como aquel en el que se supone que la sustancia de trabajo se comporta de forma perfecta, puesto que el cambio de entalpia de un gas perfecto es directamente proporcional a su cambio de temperatura.

Cuando se quiere una expansión en la eficiencia la mejor forma de evaluarla en cualquier ciclo de una turbina es determinando las temperaturas en los diferentes puntos del ciclo.

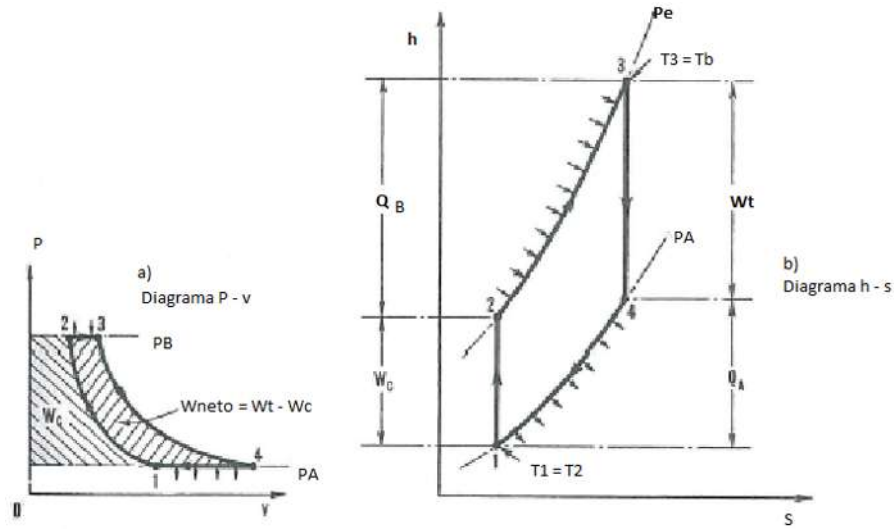


Figura 4. 8. Diagramas de estado del ciclo de Joule. [10, p. 51]

Para los efectos isoentrópicos 1-2 y 3-4 cuando la sustancia de trabajo es un gas perfecto:

$$\frac{T}{p^{(\gamma-1)/\gamma}} = \text{constante}$$

Por lo que

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = rp^{(\gamma-1)/\gamma} \equiv Pp'$$

Donde

$rp \equiv p_B/p_A$ es la relación entre presiones

$Pp \equiv rp^{(\gamma-1)/\gamma}$ es la relación isoentrópica de temperaturas para el ciclo

Entonces la eficiencia térmica del ciclo de joule está dada por:

$$n_{\text{Joule}} = \left(1 - \frac{Q_A}{Q_B}\right) = 1 - \frac{cp(T_4 - T_1)}{cp(T_3 - T_2)}$$

Y por consiguiente de las ecuaciones anteriores

$$n_{\text{Joule}} = \left(1 - \frac{1}{Pp}\right) = 1 - \frac{1}{rp^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

De esta manera, la eficiencia térmica del ciclo de Joule ideal con un gas perfecto como fluido de trabajo sólo es una función de la relación de presión, y es independiente de las temperaturas del compresor y la turbina a la entrada, si el fluido de trabajo es aire, el ciclo se describe como “ciclo de aire estándar de Joule”. [10, p. 51]

Ejemplo:

Las pruebas en una planta simple con turbina de gas de circuito cerrado que utiliza aire como fluido de trabajo, mostró que su eficiencia térmica fue del 20% al operarla a la relación de presión de 5.4bar (unidad de presión), calcular la eficiencia térmica del ciclo de aire estándar de Joule correspondiente y la relación de eficiencia para la planta.

$$rp^{(\gamma-1)/\gamma} \equiv Pp = 5.4^{(0.4)/1.4} = 1.62$$

$$\eta_{\text{Joule}} = \left(1 - \frac{1}{1.62}\right) \times 100 = 38.2\%$$

$$\text{Relación de eficiencia} = \frac{20}{38.2} = 0.523 = 52.3\%$$

4.6. Imperfecciones en una planta real (efecto de las irreversibilidades)

Todos los procesos irreversibles dan lugar a la pérdida de oportunidades para producir trabajo, debido a ello el rendimiento de una planta real es menor del ideal. De aquí que, para obtener el máximo rendimiento posible, se deben minimizar las caídas de presión por fricción en los intercambiadores y demás de ductos hasta un límite que sea económicamente ventajoso.

Tubos más grandes dan velocidades de gas más pequeñas y en consecuencia caídas de presión parásitas menores, sin embargo, será más costoso y muy problemático si son demasiado grandes, también en la turbina y el compresor se debe minimizar los efectos de la fricción, esto significa que las eficiencias isoentrópicas de ambos deben ser lo más altas que sea posible.

Para mostrar los efectos de la irreversibilidad en el rendimiento de una planta termoeléctrica solo se consideran las ineficiencias en la turbina y el compresor, esto es únicamente por conveniencia y no debe pensarse que las pérdidas de fricción en los intercambiadores y ductos no sean importantes en la práctica pues ese no es el caso. El ciclo se muestra en la figura 4.9, donde el trabajo generado por la turbina es mejor y el suministro al compresor es mayor que en condiciones ideales cuando los dos procesos son isoentrópicos, aunque es de suponer que los dos son adiabáticos, en ambos casos la entropía ahora se incrementa. [10, p. 54]

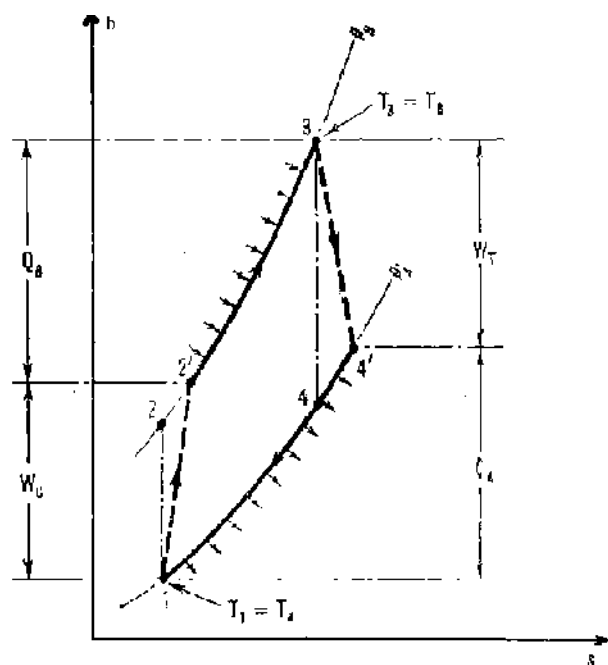


Figura 4. 9. Diagrama de entalpía-entropía para ciclo irreversible, considerando la ineficiencia de la turbina y el compresor. [10, p. 54]

Así como la eficiencia isoentrópica de la turbina n_T se define como la relación de la entalpía real con respecto a la caída de entalpía isoentrópica, la eficiencia isoentrópica del compresor n_C se define como la relación de la entalpía isoentrópica al incremento de la entalpía real, así pues:

$$n_T = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4}$$

y también

$$nC = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1}$$

Para los valores dados de $T_1 = T_a$ y $T_3 = T_b$, es muy sencillo calcular T_2 y T_4 , para diferentes valores de P_p cuando n_T y n_C se especifiquen. Por tanto, para calcular T_2 , cuando se considera el fluido de trabajo como un gas perfecto, se tiene que: [10, p. 53]

$$(T_2 - T_a) = T_a(P_p - 1)$$

y

$$(T_2' - T_a) = \frac{T_2 - T_a}{nC} = \frac{T_a(P_p - 1)}{nC}$$

Donde T_2' puede calcularse de forma similar para T_4' , tal como:

$$(T_b - T_4) = T_b(1 - \frac{1}{P_p})$$

y

$$(T_b - T_4') = n_T(T_b - T_4) = n_T T_b (1 - \frac{1}{P_p}).$$

Una vez que se determinan las temperaturas en todos los puntos del ciclo, se puede calcular la eficiencia térmica a partir de la siguiente expresión:

$$n_{CI} = (1 - \frac{Q_A}{Q_B}) = 1 - \frac{T_4' - T_a}{T_b - T_2'}$$

En la figura 4.10, que se muestra a continuación compara las curvas identificadas como “reversibles” e “irreversibles”, respectivamente:

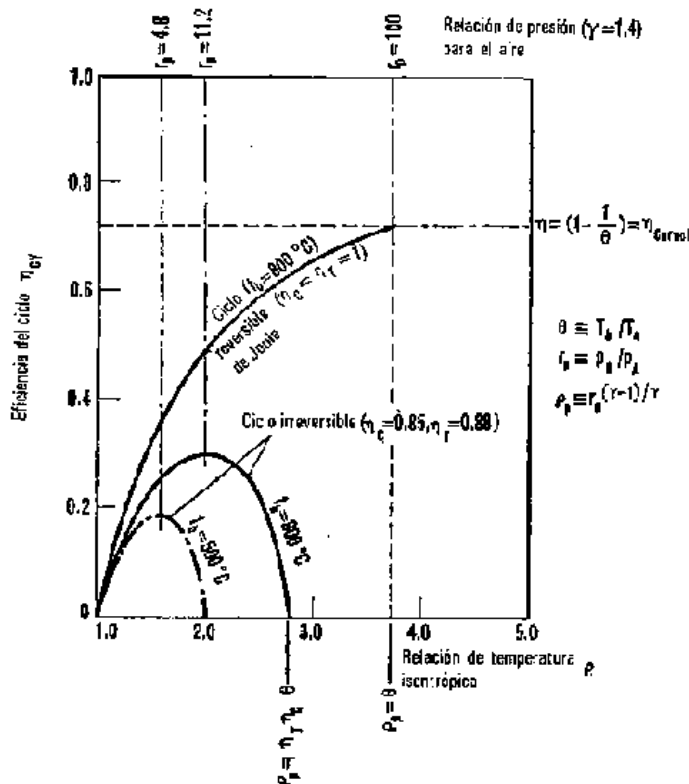


Figura 4. 10. Variación de la eficiencia del ciclo con el coeficiente isoentrópico de temperaturas con una temperatura ambiente de 15 °C. [10, p. 53]

Donde revela la gran influencia de las ineficiencias de la turbina y el compresor en la eficiencia térmica de una planta eléctrica y muestra al mismo tiempo que la curva no es muy útil para determinar el rendimiento de la planta ideal.

4.7. Limitaciones del ciclo de vapor simple

Una turbina de gas simple tiene el defecto de que la temperatura media de entrada térmica $\bar{T}_B$ es muy inferior a la temperatura más alta del ciclo T_b , y la temperatura media de salida térmica $\bar{T}_A$ es muy superior a la temperatura más baja T_a . Una de las ventajas del ciclo de vapor simple con respecto a su equivalente en la turbina de gas, es el hecho de que en el ciclo de condensación de vapor todo el calor sale a la temperatura más baja, de modo que $\bar{T}_A = T_A = T_a$, no obstante en la figura 4.11, se muestra que $\bar{T}_B$ es mucho más baja que T_b , en especial cuando el vapor es sobrecalentado, por tanto, la eficiencia del ciclo

Rankine es apreciablemente menor que la de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura T_A y T_b , ya que mediante un deducción similar a la que se dio referencia anteriormente, se puede ver que: [10, p. 132]

$$\text{exact}\eta_{\text{RANK}} = 1 - \frac{T_A}{T_B}$$

Mientras que:

$$\text{limite}\eta_{\text{CARNOT}} = 1 - \frac{T_A}{T_b}$$

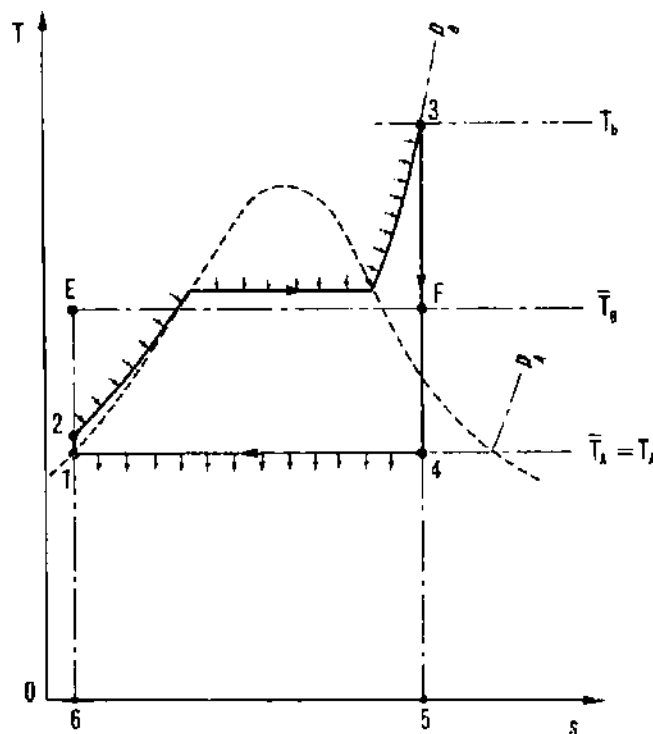


Figura 4. 11. Temperatura media de entrada térmica $\bar{T}_B$ en el ciclo de Rankine. [10, p. 132]

En vista de que en el rendimiento del ciclo de vapor en diferentes condiciones de operación es fácil hacer un análisis matemático directo, es necesario estudiarlo en términos generales, aunque es posible efectuar un trabajo analítico para así examinar brevemente el efecto en la eficiencia del ciclo de mejoramiento en cualquiera de las condiciones del vapor cuando las otras se mantengan constantes.

4.8. Efectos del mejoramiento de las condiciones terminales del vapor

Este apartado se trata de un breve estudio del efecto en la eficiencia del ciclo originado por el mejoramiento en las condiciones finales del vapor, ya que es este en si el responsable en el mejoramiento en la eficiencia el cual se ve más claramente en el inciso b), de la figura 4.12.

4.9. Vacío en el condensador

Mientras más alto sea el vacío en el condensador, es decir, mientras más baja sea la presión p_A de salida de la turbina, menor es la temperatura de saturación del vapor condensable dentro del condensador. Esta es la temperatura a la que se elimina calor en el ciclo, de manera que, entre más alto sea el vacío, menor será la temperatura de salida de calor, y como consecuencia, mayor es la eficiencia ideal del ciclo.

La temperatura de entrada del agua circulante y el tamaño económico del condensador establecen un límite menor a la temperatura de condensación, el diseño de la última etapa de la turbina también puede influir en la selección del vacío de operación a la carga de diseño. Se puede hacer que la temperatura de condensación se aproxime más a la temperatura de entrada del agua al proporcionar mayor agua superficial para la condensación y un flujo mayor de agua en el condensador.

Lo que se denota primeramente en este proceso es que se incrementa del capital inicial y lo ultimo los costos de operación, se puede considerar una diferencia comprendida entre 11K y 14K como económicamente adecuada. Las torres de enfriamiento se utilizan para enfriar el agua cuando el suministro está restringido, debido a que el agua se recircula de manera continua, la temperatura promedio de entrada durante el año es mayor que la del agua procedente de un río o del mar y quizá sea de 21 °C en lugar de 13 °C. Para el intervalo normal en las condiciones del vapor de acuerdo con el diseño, se obtendría una ganancia neta en eficiencia del 4% al 5% si la presión absoluta en el condensador se redujese desde 6.8 KN/m² hasta 3.4 KN/m² (correspondiendo esto en unidades inglesas a un

incremento en el vacío del condensador de 28 a 29 pulgadas Hg). Esto se considera una ganancia excelente, pero, por las razones ya expuestas si es posible se busca siempre la manera de mejorar este vacío.

4.10. Temperatura inicial del vapor

En la misma figura 4.12 del inciso a), se muestra el efecto en el ciclo Rankine de un incremento en la temperatura del vapor T_b a la entrada de la turbina cuando la presión inicial y vacío en el condensador se mantienen constantes, con eso resulta claro que la temperatura media de entrada térmica T_B se eleva, por lo que se incrementa la eficiencia ideal del ciclo, no obstante, esto se logra al elevar T_b , sin hacer que se aproxime a T_B .

Cuando se considera una planta real, los factores que no aparecen en los ciclos reversibles ideales son los que se hay que considerar, un factor importante es el efecto en la eficiencia isoentrópica de la turbina (que siempre será del 100% en el ciclo ideal), cuando se reduce la humedad en las últimas etapas de esta, al incrementar la temperatura inicial del vapor, en la figura 4.12 a), se indica esta humedad reducida.

En una planta real esto produciría una eficiencia isoentrópica más alta, y, en consecuencia, una ganancia en la eficiencia del ciclo adicional a la que se obtiene por el incremento de T_B . Por tanto, los cálculos para ciclos ideales son inútiles al tratar de obtener ganancias auténticas, en este caso en particular, se subestimaría las ganancias obtenidas en gran medida debido a un incremento dado de temperatura. Para condiciones típicas del vapor se obtendría un mejoramiento real que se aproximaría a un 7% al incrementar la temperatura inicial de diseño desde 450 °C hasta 550 °C, y la ganancia por mayor incremento de temperatura sería en función aproximadamente lineal de la misma temperatura. Esto de nuevo resultaría excelente, pero en la práctica esto no se puede permitir, ya que no se puede exceder una temperatura superior a los 565 °C sin introducir aceros austeníticos de elevado costo.

4.11. Presión inicial del vapor

A primera vista pareciera que no hay ninguna ventaja en el aspecto termodinámico si se eleva la presión del vapor p_B a la entrada de la turbina, sin embargo, por debajo de la presión crítica un incremento en la presión va acompañada de un incremento en la temperatura de saturación, en la figura 4.13 inciso b) se muestra el efecto de lo anteriormente mencionado en el ciclo Rankine cuando la temperatura inicial T_b y el vacío del condensador permanecen constantes.

Es evidente que la temperatura media $\bar{T}_B$ de entrada térmica se incrementa y se aproxima a la temperatura más alta T_b , existe en consecuencia un incremento en la eficiencia del ciclo ideal, aunque una vez más en las plantas reales hay que considerar otros factores como por ejemplo la figura 4.12 b), muestra que al aumentar la presión inicial existe un incremento en la humedad del vapor e las últimas etapas de la turbina el cual tiene efectos adversos en la eficiencia isoentrópica de la misma y por tanto la eficiencia en el ciclo de la planta real. [10, p. 134]

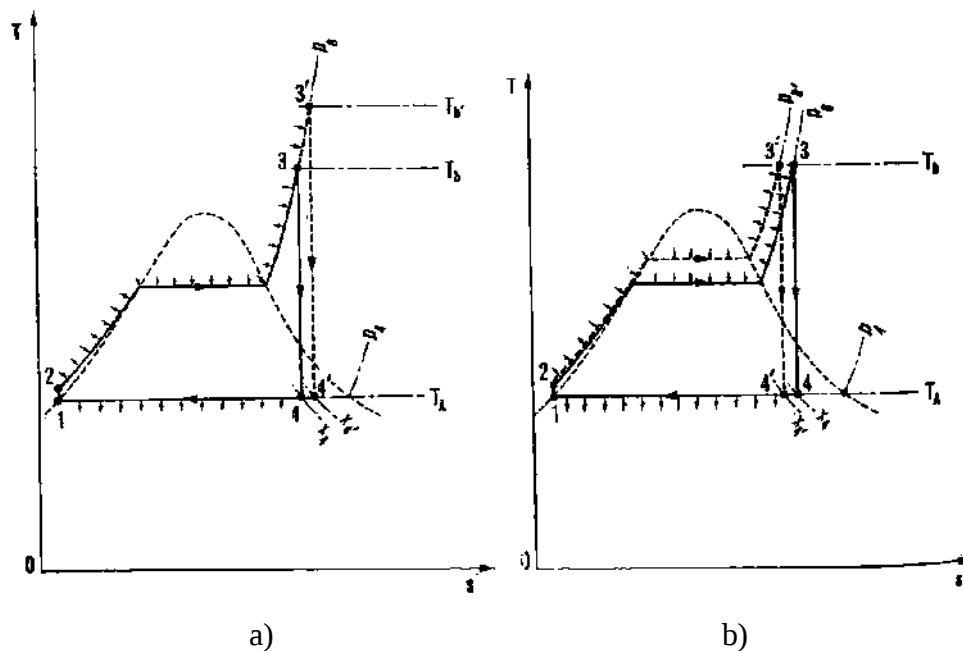


Figura 4. 12. Efecto al incrementar a) temperatura inicial T_b ; b) presión inicial p_B en el ciclo de Rankine. [10, p. 134]

Por esto y otras razones, el cálculo para el ciclo ideal subestimaría en gran medida la ganancia debida a un incremento dado de presión. En estas circunstancias, para condiciones típicas de vapor se podría obtener un mejoramiento efectivo en la eficiencia del ciclo de aproximadamente un 3% al incrementar la presión inicial del diseño desde 5 hasta 8 MN/m^2 , no obstante, con un incremento mayor de la presión, la ganancia ya no sería una función lineal de esta. Un incremento mayor de 8 a 11 MN/m^2 , en realidad, daría una ganancia inferior al 1.5%.

Esta ley de disminuciones se debe a la forma en la que el incremento de TB para un incremento dado de presión es afectado por una entalpía de evaporación menor y una rapidez en el aumento de temperatura de saturación con la presión menor a medida que la presión se eleva hasta el punto máximo de la saturación “domo” mostrada en la figura 4.13 b), junto a otros factores, es lo que hace actualmente la problemática de viabilidad económica para plantas con presión súper críticas.

4.12. Resumen de resultados para ciclos de precalentamiento ideales

Se ha visto que el ciclo de regeneración ideal es aquel en el que todos los procesos son reversibles, los cuales requieren un número infinito de etapas de precalentamiento y la compresión isotérmica reversible del vapor purgado cuando se sobrecalienta. Siempre que se cumpla con estas condiciones de reversibilidad total en el cual además el sistema incorpora calentadores ideales de contacto directo o de superficie, o una combinación de los dos, entonces la eficiencia del ciclo está dada por:

$$\eta_{CI} = \frac{\text{energía disponible}}{\text{calor que entra}}$$

Además, esta eficiencia se incrementa continuamente con un incremento final de la temperatura de la alimentación, el límite se alcanza cuando la alimentación se eleva a la temperatura de saturación $T_b(s)$ correspondiente a la presión en la caldera.

4.13. Cálculo de la velocidad de flujo de la caldera por unidad de flujo al condensador

El primer paso en el análisis es encontrar la relación entre las velocidades de flujo a través de la caldera y el condensador ya que esto permite calcular la relación entre las cantidades de calor que entran y salen. Para hacer esto primero se encuentra una expresión para la relación de las velocidades de salida y entrada del agua de alimentación para cualquier calentador como el que se describe en la figura 4.13, un balance de energía para este calentador da lo siguiente: [10, p. 144]

$$m_j(H_j - h_j) = M_i(h_j - h_i)$$

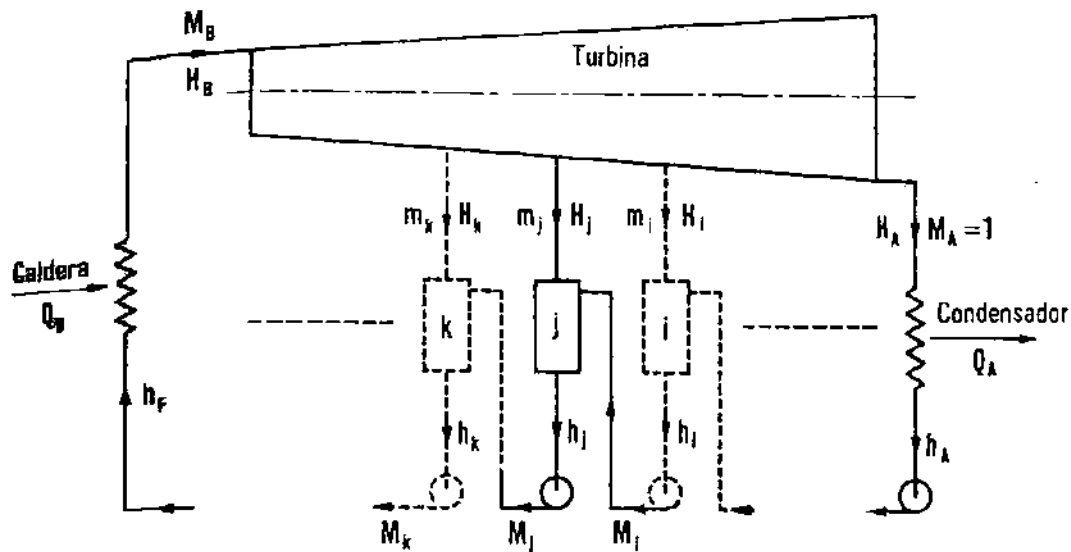


Figura 4. 13. Diagrama de flujo para una planta con una serie de calentadores DC (contacto directo). [10, p. 145]

En este caso por conveniencia se utiliza H para denotar la entalpía específica del vapor y h la entalpía específica del agua de alimentación, así:

$$m_j = \frac{r_j}{\beta_j} M_i$$

Donde

$r_j \equiv (h_j - h_i)$, es decir el incremento de entalpía específica del agua de alimentación en el calentador j.

$\beta_j \equiv (H_j - h_j)$ o sea, la disminución de entalpía específica del vapor purgado en el calentador j.

Pero

$$M_j = M_i + m_j,$$

Por lo tanto

$$\gamma_j = \frac{M_j}{M_i}$$

Donde

$$\gamma \equiv 1 + \frac{r}{\beta}$$

Esta ecuación tiene aplicación de recurrencia a cualquiera de los dos calentadores adyacentes, de modo que el flujo de vapor de la caldera MB por unidad de flujo de masa al condensador está dado por:

$$MB = \prod_{j=1}^{j=n} \gamma_j$$

Donde

$\prod_{j=1}^{j=n} \gamma_j$ Significa el producto de los términos γ para todos los calentadores desde 1 hasta n.

4.14. Calculo de la eficiencia del ciclo y el gasto térmico

Una vez calculado MB la eficiencia del ciclo se calcula directamente a partir de la relación:

$$\eta_{CI} = 1 - \frac{Q_A}{Q_B} = 1 - \frac{HA - hA}{MB(HB - hF)}$$

En la práctica es más común especificar la relación de consumo térmico descrita brevemente como “gasto térmico”, que es la relación entre el calor que entra Q_B y el trabajo neto que sale W_{neto} , cuando los dos se expresan en las mismas unidades la relación se denota por C de la manera siguiente:

$$C = \frac{1}{\eta_{CI}}$$

En el sistema ingles de unidades era más común expresar el trabajo neto que sale en KWh, por lo que:

$$\text{Gasto térmico} = \frac{3412}{\eta_{CI}} \text{ Btu/KWh}$$

El rendimiento garantizado ofrecido por el fabricante de la turbina por lo general solo se relaciona con el trabajo suministrado W_t por la turbina y no por el trabajo neto W_{neto} , en consecuencia, la cifra que se garantiza se describe engañosamente como gasto térmico de la turbina. Para hacer un cálculo adecuado primero se debe encontrar una división óptima del aumento de la entalpía total entre los calentadores individuales cuando se especifique la temperatura final de la alimentación, y enseguida encontrar como especificar la temperatura final óptima de la alimentación, por último, se tiene que considerar que es lo que determina la selección del número de calentadores.

4.15. División óptima del incremento de entalpía total entre los calentadores individuales

Las condiciones óptimas son las que dan una eficiencia del ciclo máximo, cuando se han especificado las condiciones del vapor y temperaturas finales de la alimentación, la única variable es MB , por tanto, la eficiencia será máxima cuando MB sea máximo, y por consiguiente, cuando todos los productos de γ para todos los calentadores tenga su valor máximo.

Los requisitos para cumplir con estas condiciones se pueden deducir al considerar dos calentadores cualesquiera, digamos f y g, en la serie que se denomina en la figura 4.13, mostrada anteriormente, y en los que se establezcan las presiones de vapor purgados para todos los calentadores excepto para el calentador f. En estas condiciones los valores de γ para todos los demás calentadores con excepción de f y g, permanecerán constantes cuando cambie la presión del vapor purgado para el calentador f al alterar el punto en la turbina en el cual se haga este purgamiento siempre y cuando no altere la línea de expansión de la turbina, así la eficiencia será máxima cuando el producto γf y g también sea máximo.

A medida que se cambie la posición del punto de purgamiento para el calentador f, cambiara el incremento de entalpia $r f$ del agua de alimentación en el calentador f, mientras que el incremento de entalpia total R en los calentadores f y g permanecerán constantes, puesto que los puntos de purgamiento para los calentadores e y g no cambiará, en estas condiciones:

$$\gamma f = 1 + \frac{r f}{\beta f}$$

y

$$\gamma g = 1 + \frac{R - r f}{\beta g}$$

Así

$$\gamma f \gamma g = \left(1 + \frac{r f}{\beta f}\right) \left(1 + \frac{R - r f}{\beta g}\right)$$

Y esto será máximo cuando:

$$\frac{d(\gamma f \gamma g)}{d r f} = 0$$

Esta diferencia se puede llevar a cabo debido a que proporciona una expresión que se puede utilizar en los cálculos por tanteos para la optimización del sistema. Para un intervalo usual de condiciones de operación de dicha planta, el valor de β no varía gradualmente de

punto a punto de purgamiento a lo largo de la línea de expansión de una turbina dada, por tanto para un grado suficiente de aproximación:

$$\beta f = \beta g \equiv \beta$$

Dando un resultado más simple como:

$$r_f = \frac{R}{2}$$

Así, hasta este grado de aproximación, la eficiencia es máxima cuando los incrementos de entalpía del agua de alimentación a través de dos calentadores adyacentes son iguales. De esto se deduce que, para lograr la eficiencia máxima en una planta sin recalentamiento, los incrementos de entalpía deberán como primera aproximación ser los mismos en todos los calentadores.

4.16. Temperatura final optima de la alimentación

Basándose en la figura 4.14, mostrada a continuación, se demuestra que si se fija la temperatura final de la alimentación en ángulo valor arbitrario T_f entonces para lograr la máxima eficiencia en una planta sin recalentamiento, el incremento de entalpía total en el sistema de precalentamiento desde h_A hasta h_f debe como primera aproximación, dividirse entre forma igual entre el número n de calentadores, esto implica incrementos casi iguales de temperatura. [10, p. 143]

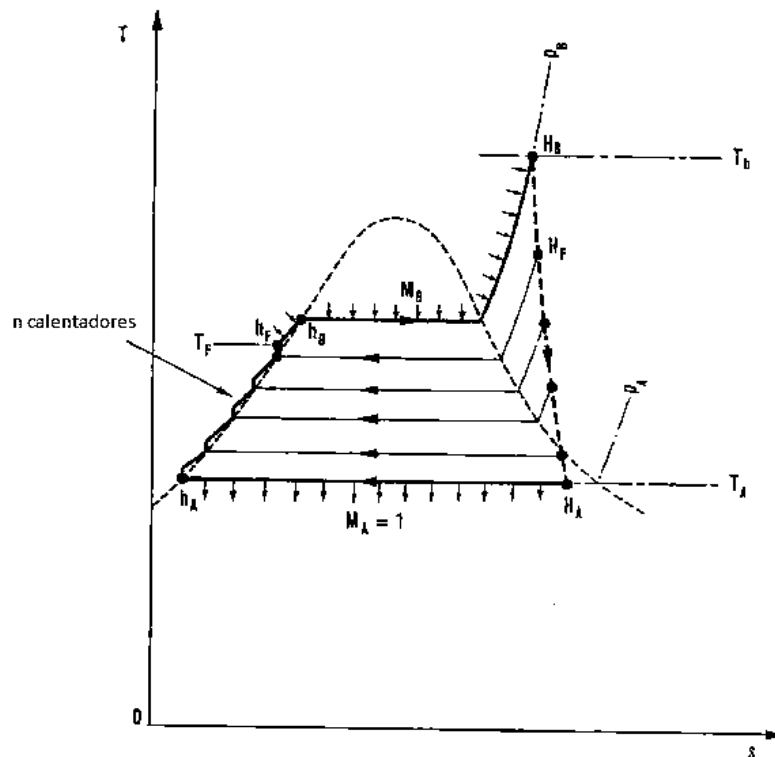


Figura 4. 14. Diagrama de temperatura-entropía para un ciclo de precalentamiento práctico con n calentadores. [10, p. 143]

Se puede obtener el valor óptimo de T_f determinando el valor óptimo de $(h_B - h_F)$, es decir el incremento de entalpía del agua de alimentación en la sección donde se encuentra el economizador de la caldera, esto se puede deducir sin mayor análisis al apreciar que la eficiencia del ciclo sería exactamente la misma si, en vez de calentar el agua de alimentación desde h_F hasta h_B en el economizador, se eleva hasta h_B en el calentador que tomara el vapor directamente de una purga en la salida de la caldera, ese vapor de purga adicional no haría ningún trabajo adicional en la turbina y requeriría exactamente la misma cantidad de calor para producirlo en la caldera que lo que necesitaría para calentar el agua de alimentación en el economizador de la planta real.

Por tanto, para lograr la máxima eficiencia en una planta sin recalentamiento, los incrementos de entalpía deberán como primera aproximación, ser la misma en todos los calentadores y el economizador, queda claro la alternativa para especificar la temperatura final de alimentación debe ser de tal forma que satisfaga la relación:

$$X_n = \frac{n}{n+1}$$

Donde X es la fracción del máximo incremento de entalpia posible del agua de alimentación igual a $[(h_F - h_A) (h_B - h_A)]$, y el subíndice n denota el valor óptimo de X para n número de calentadores.

4.17. Selección del número de etapas de precalentamiento

La problemática en la selección del número de precalentadores para una instalación determinada, es similar al que se presenta para decidir las condiciones económicas para el vapor, en el que la decisión depende fundamentalmente del factor económico y termodinámico, se hace énfasis en un hecho interesante que se ilustra en la gráfica de la figura 4.15, donde según el cual la ganancia optima debida a un solo calentador es aproximadamente la mitad de la debida a un número infinito de calentadores y donde en lo básico lo que se puede denotar es que a medida que el número de calentadores se incrementa, la ganancia adicional que logre obtenerse debido a la adición de más calentadores cae drásticamente, esto se debe a que el número de calentadores instalados en realidad no necesita ser mayor que la meramente necesarias para dicha instalación, con la instalación excesiva de calentadores, las complicaciones que surgen con la tubería la hacen prohibitiva. [10, p. 151]

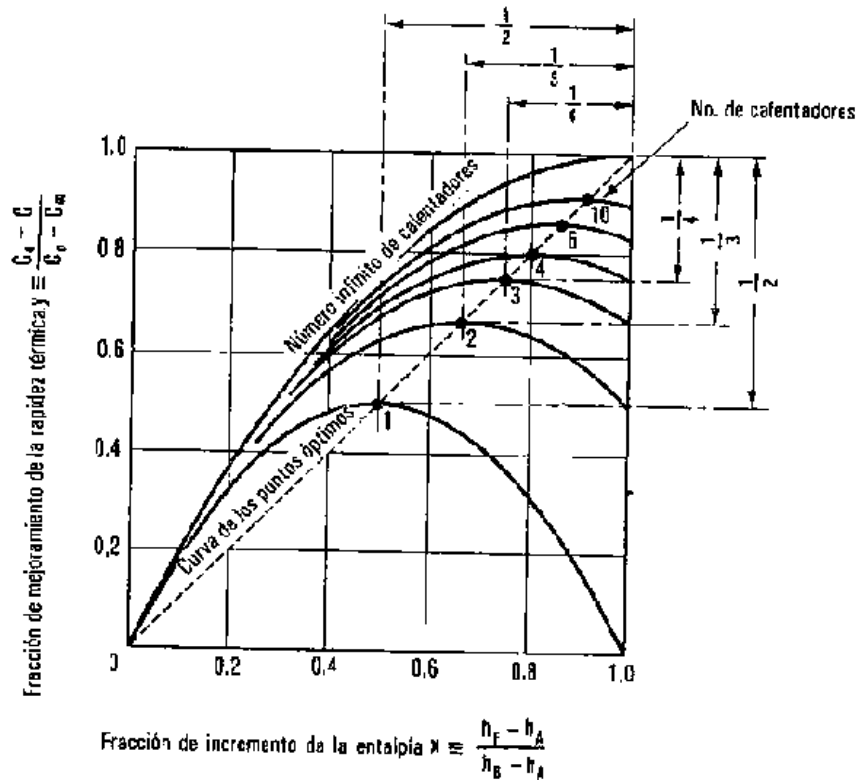


Figura 4. 15. Gráfica adimensional del mejoramiento del gasto térmico debido al precalentamiento en la planta sin recalentamiento. [10, p. 151]

Considerando lo descrito en el transcurso del capítulo, se considera una central termoeléctrica con un ciclo de recalentamiento que se muestra en la figura 4.16, donde el vapor que entra a la turbina de alta presión es a 15Mpa y 600 °C y se condensa a una presión de 10Kpa, donde se determina el trabajo de la bomba y la eficiencia a diferentes presiones y temperaturas aumentándola gradualmente de 600 a 610, 620 y 640 °C.

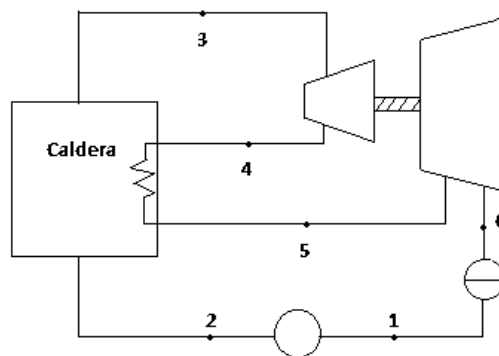


Figura 4. 16. Diagrama de una central termoeléctrica con recalentamiento.

Como no hay un dato exacto en las tablas de vapor sobrecalentado que de un valor fijo y exacto se considera por conveniencia comenzar con un ciclo sin recalentamiento para así subir gradualmente la temperatura y encontrar las incógnitas que deseamos a la hora de comenzar los cálculos en el ciclo con recalentamiento.

Los datos en el punto 3 y 5, dado que se encuentran directamente en la tabla de vapor, se optan por comenzar los cálculos allí, donde los valores dados son:

Con un $P_3 = 15\text{Mpa} = 150\text{bar}$ a una $T_3 = 600\text{ °C}$ no da directamente como:

$$h_3 = 3582.3$$

$$S_3 = 6.6785$$

Con un $P_5 = 10\text{Kpa} = 1 \times 10^4\text{pa} = 0.1\text{bar}$, se tiene a una temperatura de 45.8 °C y nos da como:

$$h_{f5} = 191.83$$

$$h_{Fg5} = 2392.8$$

$$S_{F5} = 0.6493$$

$$S_{g5} = 8.1502$$

$$S_{Fg5} = 7.50009$$

Como el proceso en la turbina de vapor en un ciclo sin recalentamiento es adiabático-reversible, es decir, isoentrópico, se toma que:

$$S_3 = S_5$$

En la salida de la turbina de vapor como ya se había especificado anteriormente en el capítulo:

$$S_5 = S_{F5} + X_5 S_{Fg5} = S_3$$

La calidad del vapor húmedo es:

$$X_5 = \frac{S_3 - SF_5}{SF_{g5}}$$

$$X_5 = \frac{6.6785 - 0.6493}{7.5009}$$

$$X_5 = 0.8037$$

La entalpía del vapor húmedo es:

$$h_5 = hF_5 + X_5 hF_{g5}$$

$$h_5 = 191.83 + 0.8037(2392.8)$$

$$h_5 = 2114.9233 \text{ Kj/Kg}$$

El trabajo realizado en la turbina de vapor es:

$$W_{t1} = h_3 - h_5$$

$$W_{t1} = 3582.3 - 2114.9233$$

$$W_{t1} = 1467.3766 \text{ Kj/Kg}$$

El calor suministrado al vapor en el generador de vapor es:

$$Q = h_3 - h_2$$

Despreciando el trabajo de la bomba:

$$h_2 = h_{f6} = 191.83 \text{ Kj/kg}$$

Entonces:

$$Q = 3582.3 - 191.83$$

$$Q = 3390.47 \text{ Kj/Kg}$$

La eficiencia termodinámica de la termoeléctrica es:

$$\eta = \frac{wt}{Q} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{1467.3766}{3390.47} \times 100\%$$

$$\eta = 43.27\%$$

Si el vapor que suministra el generador de vapor es vapor saturado seco entonces los valores para h_3 cambian dando:

$$h_3 = 2610.5 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_3 = 5.3090 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{K}$$

Las condiciones a la salida de la turbina de vapor son:

$$S_3 = S_5 = SF_5 + X_5 SF_{g5}$$

$$X_5 = \frac{S_3 - SF_5}{SF_{g5}} = \frac{5.3098 - 0.6493}{7.5009}$$

$$X_5 = 0.6213$$

$$h_5 = hF_5 + X_5 hF_{g5}$$

$$h_5 = 191.83 + 0.6213(2392.8)$$

$$h_5 = 1678.5375 \text{ Kj/Kg}$$

El trabajo en la turbine de vapor es:

$$wt_1 = 2610.5 - 1678.5375$$

$$wt_1 = 931.9625 \text{ Kj/Kg}$$

El calor en el generador de vapor es:

$$Q_s = 2610.5 - 191.83$$

$$Q_s = 2418.67 \text{ kj/kg}$$

La eficiencia termodinámica es:

$$\eta_s = \frac{931.9621}{2418.67} \times 100\%$$

$$\eta_s = 38.5320\%$$

Ahora considerando la termoeléctrica a una presión de 4Mpa con recalentamiento a 600 °C tenemos que:

Al inicio del recalentamiento se puede encontrar los valores de una manera más directa mediante el programa **Scientific Word Place (SWP)**, que utiliza polinomios de aproximación el cual utilizando los valores de la tabla de vapor que se muestra en la tabla 4.1.

Tabla 4. 1. Valores de tabla de vapor sobrecalentado.

$T (^{\circ}C)$	$s(KJ/Kg^{\circ}K)$	$h(KJ/Kg)$
250	6.0701	2801.4
280	6.2568	2901.8
320	6.4553	3015.4
360	6.6215	3117.2
400	6.7690	3213.6
440	6.9041	3307.1
500	7.0901	3445.3
540	7.2056	3536.9
600	7.3688	3674.4
640	7.4720	3766.6
700	7.6198	3905.9
740	7.7141	3999.6

Tenemos que el polinomio de aproximación de segundo orden para la entropía de vapor sobrecalentado es:

$$s = 6.22243 \times 10^{-3}T - 3.0344 \times 10^{-6}T^2 + 4.747$$

Para el cuarto orden es:

$$s = 0.02031T - 4.4129 \times 10^{-5}T^2 + 5.0193 \times 10^{-8}T^3 - 2.1836 \times 10^{-1}T^4 + 3.056$$

Evaluando para determinar a que temperatura se tiene el valor dado de $S = 6.6784$ en tablas de vapor, tenemos que:

$$\begin{aligned}
 s &= 0.02031(280) - (4.4129 \times 10^{-5})(280)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(280)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(280)^4 + 3.0561 = 6.2508 \\
 s &= 0.02031(380) - (4.4129 \times 10^{-5})(380)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(380)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(380)^4 + 3.0561 = 6.7006 \\
 s &= 0.02031(370) - (4.4129 \times 10^{-5})(370)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(370)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(370)^4 + 3.0561 = 6.6627 \\
 s &= 0.02031(372) - (4.4129 \times 10^{-5})(372)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(372)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(372)^4 + 3.0561 = 6.6704 \\
 s &= 0.02031(373) - (4.4129 \times 10^{-5})(373)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(373)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(373)^4 + 3.0561 = 6.6742 \\
 s &= 0.02031(374) - (4.4129 \times 10^{-5})(374)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(374)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(374)^4 + 3.0561 = 6.678 \\
 s &= 0.02031(374.1) - (4.4129 \times 10^{-5})(374.1)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(374.1)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(374.1)^4 + 3.0561 = 6.6784
 \end{aligned}$$

Se determina una temperatura de $T = 374.1^\circ\text{C}$, donde el polinomio de aproximación de cuarto orden para la entalpia es:

$$h = 9.2235T - 1.9065 \times 10^{-2}T^2 + 2.2856 \times 10^{-5}T^3 - 1.0071 \times 10^{-8}T^4 + 1371.3$$

Evaluando la temperatura $T = 374.1^\circ\text{C}$ en el programa, se tiene:

$$h = 9.2235(374.1) - (1.9065 \times 10^{-2})(374.1)^2 + (2.2856 \times 10^{-5})(374.1)^3 - (1.0071 \times 10^{-8})(374.1)^4 + 1371.3$$

$$h = 3153$$

Comparando en la tabla de vapor sobrecalentado mostrada en la tabla 4.1 y de forma más resumida en la tabla 4.2, podemos ver que el valor exacto de una entalpia h_4 a una temperatura de $T = 374.1^\circ\text{C}$, es de $h_4 = 3153 \text{ KJ/Kg}$.

Tabla 4. 2. Valores de temperatura vs entalpia de la tabla de vapor sobrecalentado.

$T(^{\circ}C)$	$h(KJ/Kg)$
250	2801.4
280	2901.8
320	3015.4
360	3117.2
400	3213.6
440	3307.1
500	3445.3
540	3536.9
600	3674.4
640	3766.6
700	3905.9
740	3999.6

En el punto 5 las condiciones son $P_5 = 4\text{Mpa}$ y $T_5 = 600^{\circ}C$, entonces:

Los valores para el punto 5 la tabla de vapor sobre calentado nos arroja que:

$$h_5 = 3674.4 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_5 = 7.3688 \text{ Kj/Kg}^{\circ}K$$

Para el punto 6:

$$S_5 = S_6$$

$$X_6 = \frac{S_5 - S_6}{SF_{g6}} = \frac{7.3688 - 0.6493}{7.5009}$$

$$X_6 = 0.8958$$

$$h_6 = h_{F6} + X_6 h_{Fg6} = 191.83 + 0.8958(2392.8)$$

$$h_6 = 2335.36 \text{ Kj/Kg}$$

Siendo el trabajo de la turbina de vapor:

$$wt_2 = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

$$wt_2 = (3582.3 - 3153) + (3674.4 - 2335.36)$$

$$w_{t2} = 1768.34 \text{ Kj/Kg}$$

La cantidad de calor entregada al sistema es de:

$$Q_2 = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$Q_2 = (3582.3 - 191.83) + (3674.4 - 3153)$$

$$Q_2 = 3911.87 \text{ Kj/Kg}$$

Por lo tanto la eficiencia es:

$$\eta_2 = \frac{1768.34}{3911.87} \times 100\% = 45.20\%$$

Ahora sobrecalentando el vapor a $P_3 = 15 \text{ Mpa} = 150 \text{ bar}$ y $T_3 = 640^\circ \text{C}$, como no hay un valor directo en las tablas de vapor para 150bar, se interpolan los valores más aproximados y se determina en la tabla 4.3.

Tabla 4. 3. Interpolación de los valores en tabla de vapor a una temperatura de 640°C a una presión de 150bar.

P	H	S
140	3694.1	6.8326
160	3678.9	6.7580
20	-15.2	-0.07446
10	-7.6	-0.0373
150	3686.5	6.7953

$$h_3 = 3686.5 \text{ Kj/Kg}$$

Ahora el valor de la temperatura para una entropía dada en tablas de $S = 6.7953$ se obtiene por medio del polinomio de aproximación:

$$\begin{aligned}
s &= 0.02031(405) - (4.4129 \times 10^{-5})(405)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(405)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(405)^4 + \\
& 3.0561 = 6.7902 \\
s &= 0.02031(405.2) - (4.4129 \times 10^{-5})(405.2)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(405.2)^3 - \\
& (2.1836 \times 10^{-11})(405.2)^4 + 3.0561 = 6.7909 \\
s &= 0.02031(405.6) - (4.4129 \times 10^{-5})(405.6)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(405.6)^3 - \\
& (2.1836 \times 10^{-11})(405.6)^4 + 3.0561 = 6.7923 \\
s &= 0.02031(405.9) - (4.4129 \times 10^{-5})(405.9)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(405.9)^3 - \\
& (2.1836 \times 10^{-11})(405.9)^4 + 3.0561 = 6.7933 \\
s &= 0.02031(407) - (4.4129 \times 10^{-5})(407)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(407)^3 - (2.1836 \times 10^{-11})(407)^4 + \\
& 3.0561 = 6.7971 \\
s &= 0.02031(406.49) - (4.4129 \times 10^{-5})(406.49)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(406.49)^3 - \\
& (2.1836 \times 10^{-11})(406.49)^4 + 3.0561 = 6.7954 \\
s &= 0.02031(406.47) - (4.4129 \times 10^{-5})(406.47)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(406.47)^3 - \\
& (2.1836 \times 10^{-11})(406.47)^4 + 3.0561 = 6.7953
\end{aligned}$$

Ahora se determina una temperatura de $T = 406.47^\circ\text{C}$ y sustituyendo en el polinomio de aproximación de cuarto orden para la entalpía h_4 es:

$$\begin{aligned}
h &= 9.2235(406.47) - (1.9065 \times 10^{-2})(406.47)^2 + (2.2856 \times 10^{-5})(406.47)^3 - \\
& (1.0071 \times 10^{-8})(406.47)^4 + 1371.3 = 3230.5
\end{aligned}$$

$$h_4 = 3230.5 \text{ Kj/Kg}$$

En el punto 5 las condiciones son $P_5 = 4\text{Mpa}$ y $T_5 = 640^\circ\text{C}$, entonces directamente de la tabla de vapor tenemos:

$$h_5 = 3766.6 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_5 = 7.4720 \text{ Kj/Kg}$$

Para el punto 6:

$$S_6 = S_5$$

$$X_6 = \frac{S_5 - S'_{F6}}{S'_{Fg6}} = \frac{7.4720 - 0.6493}{7.5009} = 0.9095$$

$$h_6 = h_{F6} + X_6 h_{Fg6} = 191.83 + 0.9095(2392.8)$$

$$h_6 = 2368.2830 \text{ Kj/Kg}$$

El trabajo en la turbina de vapor:

$$wt3 = (h3 - h4) + (h5 - h6)$$

$$wt3 = (36886.5 - 3230.5) + (3766.6 - 2368.2830)$$

$$wt3 = 1854.37$$

El calor entregado al ciclo es:

$$Q_3 = (h3 - h2) + (h5 - h4)$$

$$Q_3 = (3686.5 - 191.83) + (3766.6 - 3230.5)$$

$$Q_3 = 4030.77 \text{ Kj/Kg}$$

Y la eficiencia es:

$$\eta_3 = \frac{1854.317}{4030.77} \times 100\%$$

$$\eta_3 = 46.00\%$$

Considerando $P = 15\text{Mpa}$ ahora a una temperatura $T_3 = 620^\circ\text{C}$. Como no hay un valor directo en las tablas de vapor a una temperatura de 620°C ni a una presión de 15Mpa , se interpola a los valores más próximos dados la Tabla 4.4 y tabla 4.5.

Tabla 4. 4. Interpolación de entalpia a una presión de 14Mpa .

T °C	H	S
600	3591.1	6.7172
640	3694.1	6.8526
$\Delta = 40$	103	0.1154
A 20	51.5	0.0577
620	3642.6	6.7749

Tabla 4. 5. Interpolación de entalpia a una presión de 16Mpa.

T °C	H	S
600	3573.5	6.6399
640	3678.9	6.7580
$\Delta = 40$	105.4	0.1181
A 20	52.7	0.05905
620	3626.2	6.6989

Interpolando ambas presiones nos da la tabla 4.6, que nos arroja la entalpia y entropía para el punto tres.

Tabla 4. 6. Interpolación de los valores en tabla de vapor a una temperatura de 620 °C a una presión de 150bar.

P	H	S
140	3642.6	6.7749
160	3626.2	6.6989
$\Delta = 20$	-16.4	-0.076
A 10	-8.2	-0.038
150	3634.4	6.7369

Entonces tenemos que:

$$h_3 = 3634.4 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_3 = 6.7369 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{K}$$

Tenemos que nuevamente $S_4 = S_3$, buscando la temperatura para obtener un valor de entropía de $S = 6.7369$, por medio del polinomio de aproximación, tenemos que:

$$\begin{aligned} s &= 0.02031(380) - (4.4129 \times 10^{-5})(380)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(380)^3 - \\ &3.0561 = 6.7006 \\ s &= 0.02031(390) - (4.4129 \times 10^{-5})(390)^2 + (5.0193 \times 10^{-8})(390)^3 - \\ &3.0561 = 6.7372 \\ s &= 0.02031(389.898) - (4.4129 \times 10^{-5})(389.898)^2 + (5.0193 \times 10^{-8}) \\ &(2.1836 \times 10^{-11})(389.898)^4 + 3.0561 = 6.7368 \end{aligned}$$

Donde el valor más aproximado a una $S = 6.7369$, es a una temperatura $T = 389.898^\circ\text{C}$, que sustituyendo en el polinomio de aproximación para encontrar la entalpia h_4 , nos da:

$$\begin{aligned} h &= 9.2235(389.898) - (1.9065 \times 10^{-2})(389.898)^2 + (2.2856 \times 10^{-5})(389.898)^3 - \\ &(1.0071 \times 10^{-8})(389.898)^4 + 1371.3 = 3191.2 \end{aligned}$$

$$h_4 = 3191.2 \text{ Kj/Kg}$$

Como también $S_5 = S_4$ pero esta se encuentra a una presión dada por 4Mpa a una $T = 620^\circ\text{C}$, se tiene que interpolar nuevamente para obtener la entalpia y entropía dando la tabla 4.7.

Tabla 4. 7. Interpolación de los valores en tabla de vapor a una temperatura de 620°C a una presión de 4Mpa.

T °C	H	S
600	3674.4	7.3688
640	3676.6	7.4720
$\Delta = 40$	2.2	0.1032
A 20	1.1	0.0516
620	3675.5	7.4204

Así tenemos que:

$$h_5 = 3675.5 \text{ KJ/kg}$$

$$S_5 = 7.404 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$$

En el punto 6:

$$S_6 = S_5$$

$$X_6 = \frac{S_5 - S_{F6}}{S_{Fg6}} = \frac{7.4204 - 0.6493}{7.5009}$$

$$X_6 = 0.9027$$

$$h_6 = h_{F6} + X_6 h_{Fg6} = 191.83 + 0.9027(2392.8)$$

$$h_6 = 2351.8225 \text{ Kj/Kg}$$

El trabajo en la turbina de vapor es:

$$wt_4 = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

$$wt_4 = (3634.4 - 3191.2) + (3675.5 - 2351.8225)$$

$$wt_4 = 1766.8775 \text{ Kj/Kg}$$

El calor entregado al ciclo es:

$$Q_4 = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$Q_4 = (3634.4 - 191.83) + (3675.5 - 3191.2)$$

$$Q_4 = 3926.87 \text{ Kj/Kg}$$

La eficiencia queda como:

$$\eta_4 = \frac{1766.8775}{3926.87} \times 100$$

$$\eta_4 = 44.99\%$$

Ahora suponiendo que se tiene un vapor sobrecalentado en la termoeléctrica a una $P_3 = 15\text{Mpa}$ y una $T = 610^\circ\text{C}$, para h_3 el polinomio de aproximación para la entalpía es:

$$h = 2.605T + 1.7768 \times 10^{-25}T^2 + 2019.3$$

Analizando para vapor sobrecalentado para la siguiente región de operación mostrada en la tabla 4.8:

Tabla 4. 8. Valores de operación en una sola región a temperaturas de 600, 620 y 640°C.

$T(^{\circ}\text{C})$	$s(\text{KJ/Kg}^{\circ}\text{K})$	$h(\text{KJ/Kg})$
600	6.6785	3582.3
620	6.7369	3634.4
640	6.7953	3686.5

Evaluando para comprobar el buen desempeño del polinomio:

$$h = 2.605(600) + (1.7768 \times 10^{-25})(600)^2 + 2019.3 = 3582.3$$

$$h = 2.605(620) + (1.7768 \times 10^{-25})(620)^2 + 2019.3 = 3634.4$$

$$h = 2.605(640) + (1.7768 \times 10^{-25})(640)^2 + 2019.3 = 3686.5$$

Para la temperatura del análisis $T = 610^\circ\text{C}$, el valor de la entalpía h_3 es:

$$h = 2.605(610) + (1.7768 \times 10^{-25})(610)^2 + 2019.3 = 3608.4$$

$$h_3 = 3608.4 \text{ Kj/Kg}$$

El polinomio de aproximación para la entropía es:

$$S = 0.00292T - 1.3479 \times 10^{-25}T^2 + 4.9265$$

Evaluando los tres puntos de operación:

$$s = (0.00292)(600) - (1.3479 \times 10^{-27})(600)^2 + 4.9265 = 6.6785$$

$$s = (0.00292)(620) - (1.3479 \times 10^{-27})(620)^2 + 4.9265 = 6.7369$$

$$s = (0.00292)(640) - (1.3479 \times 10^{-27})(640)^2 + 4.9265 = 6.7953$$

Para la temperatura del análisis $T = 610^{\circ}\text{C}$, el valor de la entropía S es:

$$S_3 = 6.7077$$

Tenemos nuevamente que $S_4 = S_3$, donde el valor dado para S_3 en tablas de vapor se encuentra a una temperatura $T = 381.89^{\circ}\text{C}$, nos da una h_4 de:

$$h_4 = 3172 \text{ Kj/kg}$$

Donde al utilizar nuevamente los polinomios de aproximación tenemos que:

$$h_5 = 3674.95 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_5 = 7.3946 \text{ Kj/Kg}^{\circ}\text{K}$$

La calidad en el punto 6, es decir, en el punto en el cual sale el vapor de la turbina de vapor y se envía al condensador, se puede analizar también con un polinomio de aproximación, donde la sustituir a diferentes temperaturas nos da:

$$x_6 = (4.975 \times 10^{-4}) (600) - (1.25 \times 10^{-7}) (600)^2 + 0.6423 = 0.8958$$

$$x_6 = (4.975 \times 10^{-4}) (610) - (1.25 \times 10^{-7}) (610)^2 + 0.6423 = 0.89926$$

Al continuar aplicando las diferentes temperaturas nos da los resultados mostrados en la tabla 4.9.

Tabla 4. 9. Calidad del vapor de salida a temperaturas de 600, 620 y 640 $^{\circ}\text{C}$.

$T(^{\circ}\text{C})$	x_6
600	0.8958
620	0.9027
640	0.9095

Así mismo por el mismo método se tiene que:

$$h_6 = 2343.5923 \text{ Kj/Kg}$$

Donde el trabajo en la turbina nos da:

$$wt_5 = (3608.35 - 3172) + (3674.95 - 2343.5923)$$

$$wt_5 = 1767.7077 \text{ Kj/Kg}$$

Y el calor proporcionado al ciclo:

$$Q_5 = (3608.35 - 191.83) + (3674.95 - 2343.5923)$$

$$Q_5 = 3919.47 \text{ Kj/Kg}$$

Así mismo se puede determinar por polinomios de aproximación para calcular la eficiencia termodinámica de la central termoelectrónica, donde el polinomio de aproximación es:

$$e = (1.525 \times 10^{-5}) (610)^2 - (0.01871) (610) + 6.188 = 0.44943$$

$$e = (1.525 \times 10^{-5}) (640)^2 - (0.01871) (640) + 6.188 = 0.46$$

Aplicando a diferentes temperaturas nos da la tabla 4.10.

Tabla 4. 10. Eficiencia de la central termoelectrónica a variación de temperaturas de 600, 620 y 640 °C.

$T(^{\circ}C)$	x_e
600	0.4520
620	0.4499
640	0.4600

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

Al comenzar la investigación de la presente tesis se comenzó buscando un objetivo en el cual se pudiera dar a conocer una forma más concreta del funcionamiento general de una planta termoeléctrica sin tener que realizar de cálculos u operaciones exhaustivas para llegar a los datos deseados y así saber cómo es que actúa en los diversos ciclos termodinámicos y entalpícos en su proceso interno para la generación de la energía eléctrica.

No solo se necesita pensar en los costos iniciales de construcción de dichas plantas sino que también hay que pensar en su eficiencia y tratar de reducir recursos y esfuerzo al producir la energía eléctrica, por mencionar un método podemos denotar el que se empleó en esta investigación, el cual es el método de polinomios de aproximación en una zona determinada del ciclo termodinámico, el cual ahorra tiempo y esfuerzo en el cálculo de entalpías y entropías que servirán para predecir el buen funcionamiento de dicha central termoeléctrica, utilizando condensadores, recalentadores y diversos ciclos de re alimentación de aguas ya utilizadas en dicho proceso aprovechando la energía calorífica que aun esta almacenada en el fluido ya obtenida en ciclos anteriores para así generar el vapor más rápida y económicamente sin gastar combustibles en exceso.

Hay muchas formas de obtener energía y así utilizarla para la generación de vapor en las plantas termoeléctrica, generalmente se utilizan combustibles, tales como fuel-oil, gas de alto horno, gas natural y el más común utilizado como es el carbón, todos seleccionados para que tengan una calidad en sus propiedades muy altas y así se utilicen al máximo para una combustión adecuada para dicho proceso.

Dichos procesos y dichos combustibles conllevan sus respectivos costos de manejo, utilización y transporte, unos más accesibles que otros, dependiendo de la economía y de las necesidades que haya en la zona es así como se da la toma de decisiones para la construcción de dichas plantas. Por ejemplo cuando hay una zona relativamente poblada pero con pocos recursos naturales a su alrededor, se construyen plantas pequeñas y no muy lejos de dichos recursos, ya sean ríos o minas, por mencionar algunos, ya que sería muy costoso el transporte de combustible para la alimentación y a largo plazo sería contraproducente la manutención de dicha planta.

En algunas zonas geográficas específicas del país se dan yacimientos de agua sobrecalentada que emana del subsuelo, siendo esta última aprovechada para la reducción de gastos en el proceso de generación de energía y así mismo reducir gastos en el proceso de generar vapor en la planta, el inconveniente de dicho método es que se liberan gases y líquidos nocivos para la naturaleza siendo este uno de los inconvenientes más destacados, aun así sigue siendo uno de los métodos más amigables que otros procesos como la de la quema de combustibles y la utilización de energías nucleares por mencionar algunas.

Por tanto y por ser los combustibles fósiles y acuíferos los más disponibles por el momento se decide hacer la implementación y construcción de ellas dada su disponibilidad y economía. Una vez establecida una planta termoeléctrica ya conlleva varias dificultades propias tanto para su alimentación como su mantenimiento y el proceso de generación de electricidad y la forma en que se aprovecharían de dichos recursos de una manera más eficiente. El combustible más utilizado en una termoeléctrica es el carbón, donde para su utilización en la caldera se utilizan varios procesos tales como trituración y pulverización ya que de esta forma se aprovecha casi en su totalidad dado que las porciones más finas se queman más completo, conlleva después el transporte de los vapores mediante tuberías que también llevan un cierto grado de humedad y afecta con corrosión en el estado final de generación como son las turbinas para así hacerlas girar y así generar la energía eléctrica. Ya dependerá de las necesidades de cada zona para determinar qué tipo de planta se construirá también, pero siempre considerando la eficiencia y cuidando la economía para poder seguir construyendo o mejorando las ya construidas plantas termoeléctricas.

5.2. Recomendaciones

Se tiene como referencia que las turbinas utilizadas actualmente en las plantas termoeléctricas y cualquier otro tipo de planta, son modelos antiguos con casi ya 100 años sin actualización en el modelo, que aunque son muy eficientes, también se pueden mejorar muchos puntos de su diseño y construcción y así mejorar aún más su eficiencia, tales como en los alabes o en los materiales anti oxidación por mencionar un ejemplo, para así al momento del contacto con los líquidos o vapores que circulen a través de ellas no haya mucho daño o su giro sea más estable y eficiente.

Aunque sería muy contra producente económicamente la construcción de ductos por donde deshacerse de los desperdicios generados por el proceso de generación eléctrica en una planta termoeléctrica, cabe señalar que sería una buena opción la construcción intermedia de ductos donde en algunos puntos podrían no afectar de forma tan drástica la vida marina ya que en el proceso de eliminación de aguas saturadas por mencionar algunas, mueren por las altas temperatura que se mantienen constantes en ríos y lagos cerca de una planta termoeléctrica.

Es bien conocido que en nuestro país el recurso más abundante son los sistemas fluviales, pero hay que tener en consideración que estos se están degradando drásticamente con el paso del tiempo y terminaran por secarse por el mal manejo de los mismos.

Considerando posible la implementación de plantas híbridas, así como el uso de polinomios de aproximación para localizar entalpías, entropías e incluso la eficiencia de una central termoeléctrica en una región determinada de ella, se recomienda un futuro estudio de cómo mejorar estas tecnologías y herramientas ya disponibles para así implementarse e interconectarse para que también se utilicen los recursos más abundantes pero menos aprovechados como son el aire y la radiación solar, para también disminuir el uso de combustibles fósiles en lo más posible, aunque puede conllevar un gasto extraordinario en su implementación, creo es una inversión a largo plazo que vale la pena considerar para así obtener un máximo beneficio no solo en el manejo y uso de los combustibles fósiles y naturales ya cada vez más por acabarse si no también para el cuidado de la naturaleza.

Bibliografía

- [1] Á. L. O. Fernández, Centrales Eléctricas 1. Introducción al sector eléctrico y al sistema de energía eléctrica, centrales hidroeléctricas, centrales térmicas, Barcelona España: UPC, 1993.
- [2] J. D. J. C., Centrales Hidroeléctricas, México: Universidad Autónoma Metropolitana, 1992.
- [3] L. N. Antonio, La energía eólica: principios básicos y tecnología, Leganes, 2002.
- [4] agenergia.org, «ENERGIAS SOLARES FOTOVOLTAICAS,» ITR, [En línea]. Available: http://www.agenergia.org/wp-content/uploads/2018/05/1234267189_ENERGIA_SOLAR_FOTOVOLTAICA_ITER.pdf.
- [5] G. d. S. Fe, «365 - un día de sol,» Escuela Tecnológica ORT, [En línea]. Available: <https://sites.google.com/site/365undiadesol/conversion-fotovoltaica>.
- [6] S. Roland, «ITR (Instituto Tecnológico y de Energías Renovables S.A),» Isolares Tenerife, Diciembre 2005. [En línea]. Available: http://www.agenergia.org/wp-content/uploads/2018/05/1234263746_Qu__es_la_energ_a_fv_ITER.pdf.
- [7] J. L. S. -. G. E. Pedro, Energía Geotérmica, 1998.
- [8] C. H. Ortiz, «Planta Termoeléctrica,» de *Física Experimental*, México, Universidad Autónoma de México, 2005, p. 7.
- [9] G. E. Harper, Elementos de centrales eléctricas I, México: Limusa, 1982.
- [10] R. Haywood, Análisis termodinámico de plantas eléctricas en unidades SI, México: Limusa, 1986.