

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

FACTIBILIDAD DE LA INSTALACIÓN DE CICLOS COMBINADOS EN UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA (TURBOGAS)

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs Ramos Piña, Ayurami
Regalado Alvarado, Juan Pablo
Para Optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2002

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

FACTIBILIDAD DE LA INSTALACIÓN DE CICLOS COMBINADOS EN UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA (TURBOGAS)

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Julio Zambrano

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Serafin Bande

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Ramos Piña, Ayurami
Regalado Alvarado, Juan Pablo
Para Optar por el Título de Ingeniero
Mecánico

Caracas, 2002

© Ayurami Ramos Piña, 2002

© Juan Pablo Regalado, 2002

Hecho el Depósito de Ley.

Depósito Legal **XXXXXXXXXX**

Ramos P., Ayurami J.

Regalado A., Juan P.

FACTIBILIDAD DE LA INSTALACIÓN DE CICLOS COMBINADOS EN UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA (TURBOGAS)

Tutor Académico: Prof. Julio Zambrano,

Tutor Industrial: Ing. Serafín Bande. Tesis. Caracas, U.C.V.

Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2002, 257p.

Palabras Claves: Ciclo Combinado, Factibilidad,
Central, Termoeléctrica, Turbinas a gas.

Resumen. El presente trabajo se realizó con el fin de analizar la posibilidad de instalación de ciclos combinados en Planta Táchira, siendo esta parte del grupo de plantas de la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (C.A.D.A.F.E.), para lograr obtener mayor cantidad de producción de energía a menores costos de kilovatio hora (kWh) generado. La factibilidad de instalación se elaborará de acuerdo a una inspección de la situación actual y un primer estudio de espacio disponible de la Planta, el cual, será la limitante en la selección de los equipos a instalar, según el tamaño de estos equipos, al mismo tiempo se consideró los parámetros ambientales existentes para respetar las limitantes legales en este sentido. Además se estudiaron, en el ámbito técnico, las diferentes posibilidades que permitan a la Planta el aumento del kilovatio hora generado, cumpliendo con el requisito de área disponible. Finalmente se estudió la evaluación económica para la comparación de las configuraciones planteadas para seleccionar la posibilidad más adecuada, según C.A.D.A.F.E., basándose en los costos de producción y venta del kilovatio hora generado para poder presentar precios competitivos.

Caracas, Marzo de 2002

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Ayurami J. Ramos Piña y Juan Pablo Regalado A., titulado:

**“FACTIBILIDAD DE LA INSTALACION DE CICLOS COMBINADOS EN UNA
CENTRAL TERMOELÉCTRICA (TURBOGAS)”**

Considerarán que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por los autores, lo que declaran APROBADO.

Prof. Julio Rodríguez Briceño

Jurado

Prof. José Luis Perera

Jurado

Prof. Julio Zambrano

Tutor

Agradecimientos

Inicialmente queremos dar nuestros más sinceros agradecimientos a nuestro Prof. Julio Zambrano, quien nos apoyo, guió y nos dio toda su confianza, enseñándonos aquellas críticas laborales, que día a día nos fortaleció para la realización de lo que hoy es nuestro Trabajo Especial de Grado.

También queremos agradecer al Ing. Serafin Bande por darnos la oportunidad de realizar el presente trabajo y al Ing. William Rodríguez quien nos dedico parte de su tiempo, auxiliándonos en la resolución de muchas dudas de trabajo.

Agradecemos también al Ing. López Luna, Ing. Sergio, Ing. Nerio Villalobos, Ing. Nora Carrasco, Ing. Elizabeth Castillo, Lic. Sigfrido Chivico, Lic. Yadira Peralta, Lic. Reina Martínez, Lic. Wilroxy Quijada, y a todas aquellas personas, personal de C.A.D.A.F.E., al Prof. Julio Rodríguez y al Prof. Francisco Pimentel, que nos brindaron toda su ayuda en el momento necesario, para todos ustedes muchas gracias.

Finalmente les decimos gracias a nuestros padres y familiares quienes nos apoyaron y nos ayudaron siempre que los necesitamos, a nuestros amigos que estuvieron cada día en la escuela y que con estudio, esfuerzo y mucha alegría mutuamente nos ayudamos a ser profesionales.

Dedicatoria

Principalmente quiero dedicar este trabajo a dos personas que siempre han estado conmigo, dos personas que me han ayudado y han sido mis muletas cuando he decaído, **a mi mamá Carmen Elena y a mi hermana Zulia**, espero ser orgullo de ustedes, las quiero mucho.

También quiero dedicarle este trabajo a toda mi familia, por ser participantes en mi formación como persona y en mis estudios, los quiero.

A Carlos Nieves, quien me ayudo siempre que lo necesite y fue parte de ayuda para realizar este trabajo, gracias y todo mi corazón para ti.

A mis queridas amigas Janina, Natacha y Dayary, y mis queridos muchachos de la escuela, porque los sueños se cumplen y las metas se alcanzan.

Finalmente a todos mis profesores que son base fundamental en mi formación como profesional y que con mi esfuerzo les demostré que si podía con todo lo enseñado y gracias a ellos hoy puedo decir que se todo lo que tenía que saber de mis materias.

Dedicándoles todo mí esfuerzo en este trabajo

Ayurami Ramos

Dedicatoria

Deseo dedicar este trabajo especialmente a mi familia, Emilda y Sheila, por que siempre de alguna manera han estado presentes en mi vida para hacerla cada vez mejor.

A Yocelyn Ramirez, por estar a mi lado, ayudarme y apoyarme a lo largo de toda mi vida de estudiante universitario y en este trabajo.

Para ustedes.

Juan Pablo Regalado Alvarado.



Índice

Capitulo 1. Introducción.	1
Capitulo 2. Definiciones Termodinámicas y económicas de ciclos de potencia.	
2.1. Generalidades.	5
2.2. Ciclos de Potencia.	6
2.2.1. Ciclo Joule-Brayton.	6
2.2.1.1. Ciclo reversible.	7
2.2.1.2. Ciclo irreversible.	12
2.2.2. Ciclo Rankine	16
2.2.2.1. Ciclo reversible.	16
2.2.2.2. Ciclo irreversible.	23
2.2.3. Ciclo combinado.	27
2.2.3.1. Ciclo combinado con generador de vapor con hogar a presión.	27
2.2.3.2. Ciclo combinado con generador de vapor de calor residual.	29
2.2.3.3. Ciclo combinado que usa el escape de la turbina como aire de combustión.	32
2.2.3.4. Ciclo combinado con generador de vapor de calor residual y con generador de vapor de hogar a presión.	35
2.3. Evaluaciones del rendimiento en las turbinas a gas.	36
2.3.1. Factores de corrección.	36
2.3.1.1. Factores de corrección por altitud.	38
2.3.1.2. Factores de corrección de temperatura.	39
2.3.2. Parámetros de la turbina a gas.	39
2.3.2.1. Consumo específico de calor.	39
2.3.2.2. Eficiencia térmica.	41
2.3.2.3. Temperatura límite de escape.	41
2.3.2.4. Rendimiento dado por la temperatura de escape.	41

2.4. Criterios económicos.	44
2.4.1. Capital.	45
2.4.2. Costo específico de la energía generada de la Central.	47
2.4.3. Valor actual neto.	49
2.4.4. Tasa interna de retorno.	50
Capítulo 3. Central termoeléctrica Planta Táchira.	53
3.1. Generalidades.	53
3.2. Condiciones generales de Planta Táchira.	53
3.2.1. Ubicación geográfica de la Planta.	54
3.2.2. Área disponible para la implantación del ciclo combinado.	56
3.3. Características y condiciones de las turbinas existentes.	58
3.3.1. Subestación Planta Vieja Táchira 1.	58
3.3.2. Subestación Ampliación Planta Táchira.	62
3.4. Sistemas auxiliares de la Planta.	66
3.5. Justificación de la instalación de un ciclo combinado en Planta Táchira.	73
Capítulo 4. Descripción de los componentes principales del ciclo combinado.	76
4.1. Generalidades.	76
4.2. Descripción de las turbinas a gas.	77
4.2.1. Condiciones de las turbinas a gas MS-5001 y MS-7001.	77
4.2.2. Combustibles y sus propiedades para una turbina a gas.	85
4.3. Descripción del proceso de generación de vapor en el recuperador de calor.	86
4.4. Turbinas a vapor.	99
4.5. Torres de enfriamiento.	109
4.6. Condensadores.	120
4.6.1. Condensadores de enfriamiento por aire.	125
Capítulo 5. Contaminación ambiental.	130
5.1. Generalidades.	130
5.2. Efectos Medioambientales en la atmósfera	131
5.2.1. La lluvia ácida.	131
5.2.2. Efecto Invernadero	135
5.3. Estrategias para la disminución de emisiones contaminantes.	135

5.4. Consideraciones ambientales de una Central con ciclo combinado.	136
5.4.1. Normas sobre el control de la contaminación generada por ruido.	137
5.4.2. Normas sobre el control de la contaminación ambiental.	139
Capitulo 6. Configuraciones y Cálculos de Ciclos Combinados	145
6.1. Generalidades	145
6.2. Factibilidad física	146
6.2.2. Criterios de Ubicación de los Equipos que conforman el Ciclo Combinado	158
6.2.3. Disposición Física de los Equipos que Conforman el Ciclo Combinado	159
6.2.3.1. Ciclo Combinado con las Unidades Existentes en Planta Vieja Táchira.	159
6.2.3.2. Ciclo Combinado con las Unidades Existentes en Ampliación Planta Táchira.	161
6.2.3.3. Ciclo Combinado Nuevo.	162
6.2.3.4. Turbinas a Gas Nuevas.	162
6.3. Criterios	164
6.3.1. Criterios para la Selección del GVCR	164
6.3.1.1. Criterios de Selección del GVCR Sin Combustible Adicional	165
6.3.1.2. Criterios de Selección del GVCR Con Combustible Adicional	166
6.3.2. Criterios de Selección de la Turbina a Vapor	168
6.3.3. Criterios Económicos	170
6.4. Configuraciones	172
6.4.1. Configuraciones con las Unidades Existentes en la Planta	172
6.4.1.1. Utilización de Turbinas Existentes con una Turbina a Vapor de Simple Presión.	173
A. Utilización de Turbinas Existentes sin Combustible Adicional.	174
A.1. Sistema de Generación.	174
A.2. Costo Específico de Energía Generada.	179
B. Utilización de Turbinas Existentes con Combustible Adicional.	189
B.1 Sistema de Generación	189

B.2. Costo Específico de Energía Generada.	193
6.4.1.2. Utilización de Turbinas Existentes con una Turbina a Vapor de Doble Presión.	202
A. Utilización de Turbinas Existentes con Combustible Adicional y Turbinas de Vapor de Doble Presión sin Recalentamiento.	202
A.1. Sistema de Generación	202
A.2. Costo Específico de la Energía Generada.	205
B. Utilización de Turbinas Existentes con Combustible Adicional y Turbinas de Vapor de Doble Presión con Recalentamiento.	209
B.1. Sistema de Generación	209
B.2. Costo Específico de Energía Generada.	212
6.4.1.3. Utilización de Turbinas Existentes con una Turbina a Vapor de Triple Presión.	215
A. Utilización de Turbinas Existentes con Combustible Adicional y Turbinas de Vapor de Triple Presión sin Recalentamiento.	216
A.1. Sistema de Generación	216
A.2. Costo Específico de Energía Generada.	219
B. Utilización de Turbinas Existentes con Combustible Adicional y Turbinas de Vapor de Triple Presión con Recalentamiento.	222
B.1. Sistema de Generación	222
B.2. Costo Específico de la Energía Generada.	225
6.4.2. Ciclo Combinado Nuevo	230
6.4.2.1. Sistema de Generación	230
6.4.2.2. Costo Específico de Energía Generada	232
6.4.3. Turbinas a Gas Nuevas	232
6.5. Calculo de número de torres de enfriamiento a instalar.	237
6.5.1. Calculo del número de torres de enfriamiento a instalar para el ciclo combinado que utiliza las turbinas a gas existentes.	237
6.5.2. Calculo del número de torres de enfriamiento a instalar para el ciclo combinado nuevo.	239
Capitulo 7. Valor actual neto y relación beneficio-costos.	240

7.1. Generalidades.	240
7.2. Valor actual neto.	241
Análisis de resultados.	246
Conclusiones.	249
Recomendaciones.	252
Bibliografía.	254
Anexos.	257

Índice de Esquemas

Esquema 3.1. Distribución del combustible en Planta Táchira.	69
Esquema 3.2. Representación del tratamiento del agua proveniente del río.	72
Esquema 4.1. Funcionamiento del conjunto de las partes de la turbina a gas.	84
Esquema 4.2. Funcionamiento de un GVCR.	87
Esquema 4.3. Funcionamiento del circuito agua-vapor.	107

Índice de Gráficos

Gráfico 2.1. Diagrama T-s de la turbina a gas para un proceso reversible (ideal).	9
Gráfico 2.2. Diagrama T-s de la turbina a gas para un proceso irreversible (real).	14
Gráfico 2.3. Diagrama T-s del ciclo Ranking simple.	17
Gráfico 2.4. Diagrama T-s variación debida a la disminución de presión.	18
Gráfico 2.5. Diagrama T-s variación por recalentamiento.	19
Gráfico 2.6. Diagrama T-s variación al usar temperatura y presión.	20
Gráfico 2.7. Diagrama T-s para un ciclo Ranking con recalentamiento.	21
Gráfico 2.8. Diagrama T-s para un ciclo Ranking regenerativo (básico)	22
Gráfico 2.9. Variación del diagrama T-s debido a pérdidas en la bomba y la turbina.	23
Gráfico 2.10. Diagrama H-s de la expansión de la turbina.	23
Gráfico 2.11. Diagrama H-s para el proceso de bombeo.	25

Gráfico 2.12. Curvas características.	37
Gráfico 2.13. Factor de corrección de la temperatura.	40
Gráfico 2.14. Curvas de consumo de combustible de temperatura de entrada al compresor vs. Potencia de salida del generador.	43
Gráfico 5.1. Emisiones de NOx para la turbina a gas MS-5001P.	144
Gráfico 5.2. Emisiones de NOx para la turbina a gas MS-7001E.	144
Gráfico 6.1. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 70MW.	184
Gráfico 6.2. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P 1 MS-7001E y 1 TV de 70MW.	188
Gráfico 6.3. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 110MW, con combustible adicional.	197
Gráfico 6.4. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P 1 MS-7001E y 1 TV de 110MW, con combustible adicional.	201
Gráfico 6.5. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 110MW de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	207
Gráfico 6.6. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P 1 MS -7001E y 1 TV de 110MW de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	209
Gráfico 6.7. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 110MW de doble presión con recalentamiento y con combustible adicional.	214
Gráfico 6.8. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P 1 MS -7001E y 1 TV de 110MW de doble presión con recalentamiento y con combustible adicional.	215
Gráfico 6.9. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 110MW de triple presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	220
Gráfico 6.10. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P 1 MS -7001E y 1 TV de 110MW de triple presión sin recalentamiento y con	

combustible adicional.	221
Gráfico 6.11. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 110MW de triple presión con recalentamiento y con combustible adicional.	227
Gráfico 6.12. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P 1 MS -7001E y 1 TV de 110MW de triple presión con recalentamiento y con combustible adicional.	228
Gráfico 6.13. Curva de corrección del calor específico de calor y potencia debido a la temperatura.	231
Gráfico 6.14. Costos Totales Anuales para el ciclo combinado nuevo sobre Planta Táchira.	232
Gráfico 6.15. Costos de operación y mantenimiento vs. Potencia instalada.	233
Gráfico 6.2. Costos Totales Anuales para la instalación de una turbina a gas MS-7001	234
Gráfico 6.17. Comparación de Rendimiento.	235
Gráfico 6.18. Comparación del Costo Total Anual.	236
Gráfico 6.17. Comparación del Costo Específico de Energía Generada.	236

Índice de Figuras

Figura 2.1. Turbinas a gas. A. Ciclo abierto. B. Ciclo cerrado.	7
Figura 2.2. Ciclo Rankine simple.	16
Figura 2.3. Diagrama del ciclo Rankine con recalentamiento.	21
Figura 2.4. Esquema del ciclo Rankine regenerativo (básico).	22
Figura 2.5. Ciclo combinado con generador de vapor con hogar a presión.	28
Figura 2.6. Ciclo combinado con generador de vapor de calor residual.	30
Figura 2.7. Ciclo combinado con el escape de la turbina a gas como aire de combustión del hogar.	33
Figura 2.8. Ciclo combinado con generador de vapor de calor residual y con generador de vapor de hogar a presión.	35
Figura 3.1. Estado Táchira.	54
Figura 3.2. Planta Vieja Táchira.	57
Figura 3.3. Ampliación Planta Táchira	57
Figura 3.4. Subestación Planta Vieja Táchira 1.	58
Figura 3.5. TG-06.	59
Figura 3.6. TG-07.	59
Figura 3.7. TG-08.	60
Figura 3.8. TG-09.	60
Figura 3.9. TG-10.	61
Figura 3.10. Subestación Ampliación Planta Táchira.	62
Figura 3.11. TG-11.	62
Figura 3.12. TG-12.	63
Figura 3.13. TG-13.	64
Figura 3.14. TG-14.	65
Figura 3.15. TG-15.	65
Figura 3.16. Tanque aéreo y semi-subterráneo.	71
Figura 3.17. Planta de tratamiento de agua de Planta Táchira.	73

Figura 4.1. Turbina a gas MS-5001.	78
Figura 4.2. Turbina a gas MS-7001.	78
Figura 4.3. Dos vistas del eje del compresor y de la turbina.	79
Figura 4.4. Cámaras de combustión.	80
Figura 4.5. Cesto combustor.	80
Figura 4.6. Sistema de combustión en la MS-7001E.	82
Figura 4.7. Dimensiones de la unidad MS-7001E.	83
Figura 4.8. GVCR de circulación natural.	86
Figura 4.9. Esquema simplificado de un recuperador de calor con desareador.	90
Figura 4.10. Construcción modular de un GVCR de circulación forzada.	92
Figura 4.11. Construcción modular de un GVCR de circulación natural.	92
Figura 4.12. Ciclo combinado (C.C.) de una sola presión sin recalentamiento.	93
Figura 4.13. A. C.C. de dos presiones sin recalentamiento.	94
B. C.C. de tres presiones sin recalentamiento.	95
Figura 4.14. A. C.C. de dos presiones con recalentamiento.	96
B. C.C. de tres presiones con recalentamiento.	97
Figura 4.15. Acople entre una chimenea de derivación y un GVCR.	99
Figura 4.16. Turbina a vapor.	100
Figura 4.17. Turbina de vapor de un solo árbol.	101
Figura 4.18. Turbina de vapor de doble árbol, doble presión y descarga lateral.	103
Figura 4.19. Partes de una torre de enfriamiento.	110
Figura 4.20. Torre de aspersión atmosférica.	111
Figura 4.21. Torre eyectora de enfriamiento.	111
Figura 4.22. Torre de enfriamiento de aire forzado.	112
Figura 4.23. Torre de enfriamiento de inducción.	112
Figura 4.24. Boquillas.	114
Figura 4.25. Cabezal.	114
Figura 4.26. Válvula de control de flujo.	114
Figura 4.27. Relleno.	114
Figura 4.28. A. Torre de enfriamiento por pérdidas de rocío.	115
B. Eliminadores de rocío.	115

Figura 4.29. Persianas.	116
Figura 4.30. Condensador y torre de enfriamiento.	118
Figura 4.31. Condensador de forma rectangular.	122
Figura 4.32. Condensador de enfriamiento por aire.	127
Figura 4.33. Esquema del Sistema Héller	128
Figura 5.1. Formación de la lluvia ácida.	132
Figura 6.1. Distribución de Planta Vieja Táchira.	146
Figura 6.2. Distribución de Ampliación Planta Táchira.	147
Figura 6.3. Distribución de Planta Táchira.	148
Figura 6.4. Longitudes de un generador de vapor de calor residual.	149
Figura 6.5. Distanciamiento entre torres y paredes.	151
Figura 6.6. Disposición de las torres en presencia de obstáculos.	152
Figura 6.7. Disposición de las torres según la altura de colocación.	152
Figura 6.8. Disposición de las torres según la dirección del viento.	153
Figura 6.9. Dimensiones de cuatro unidades de ciclo combinado S107FA.	154
Figura 6.10. Dimensiones del ciclo combinado S406B.	154
Figura 6.11. A. Dimensiones del Modelo de turbina a gas MS-5001P.	156
B. Dimensiones del Modelo de turbina a gas MS-7001E.	157
Figura 6.12. Disposición física del ciclo combinado sin la utilización de combustible adicional.	160
Figura 6.13. Disposición física del ciclo combinado con la utilización de combustible adicional.	160
Figura 6.14. Disposición física del ciclo combinado sin la utilización de combustible adicional.	161
Figura 6.15. Disposición física del ciclo combinado con la utilización de combustible adicional.	161
Figura 6.16. Disposición física del ciclo combinado S107FA en Ampliación Planta Táchira.	162
Figura 6.17. Distribución de las turbinas a gas nuevas.	
A. Turbinas a gas nuevas ubicadas en planta Vieja Táchira.	163
B. Turbinas a gas nuevas ubicadas en planta Ampliación Táchira.	163

Figura 6.18. Planta Vieja Táchira. Ciclo combinado: 5*TG(MS-5001P) y 1*TV(70MW).	178
Figura 6.19. Ampliación Planta Táchira. Ciclo combinado: 3*TG(MS-5001P), 1*TG(MS-7001E) y 1*TV(70MW).	178
Figura 6.20. Planta Vieja Táchira. Ciclo combinado: 5*TG(MS-5001P) y 1*TV(110MW).	192
Figura 6.21. Ampliación Planta Táchira. Ciclo combinado: 3*TG(MS-5001P), 1*TG(MS-7001E) y 1*TV(110MW).	192
Figura 6.22. Modelo de torre de enfriamiento EWB-Sulzer.	238

Índice de Tablas

Tabla 3.1. Resumen de las condiciones principales de la turbina a gas de Planta Vieja Táchira.	61
Tabla 3.2. Resumen de las condiciones principales de la turbina a gas de Ampliación Planta Táchira.	66
Tabla 3.3. Gastos mínimos, medios y máximos instantáneos del Río La Grita.	71
Tabla 4.1. Combustibles y sus propiedades para una turbina a gas.	86
Tabla 4.2. Velocidades típicas del agua.	123
Tabla 4.3. Velocidad del agua según el material de los tubos.	123
Tabla 4.4. Materiales utilizados para los tubos del condensador.	124
Tabla 4.5. Comparación entre sistemas de enfriamiento.	126
Tabla 5.1. Efectos causados por la lluvia ácida en los diferentes sistemas.	134
Tabla 5.2. Fuentes antropogénicas.	136
Tabla 5.3. Consideraciones de niveles de ruido considerables.	138
Tabla 5.4. Límites umbrales de exposición para ruido.	139
Tabla 5.5. Límites máximos de contaminación en el aire.	140
Tabla 5.6. Límites de emisiones contaminantes de aire.	141
Tabla 5.7. Escala de Ringelmann para Centrales Térmicas.	142
Tabla 6.1. Dimensiones de las turbinas a vapor.	150
Tabla 6.2. Modelos de ciclos combinados de la General Electric.	155
Tabla 6.3. Resumen de las dimensiones a considerar en la factibilidad física.	158
Tabla 6.4. Criterios considerados en los GVCR.	168
Tabla 6.5. Optimización termodinámica del ciclo a vapor de la Siemens.	169
Tabla 6.6. Optimización termodinámica del ciclo de vapor de la General Electric.	169
Tabla 6.7. Costos de operación y mantenimiento.	171
Tabla 6.8. Criterios económicos.	172
Tabla 6.9. Características de las unidades MS-5001P y MS-7001E rehabilitadas.	173
Tabla 6.10. Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 70MW, sin combustible adicional.	183

Tabla 6.11. Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 70MW, sin combustible adicional.	188
Tabla 6.12. Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110MW, con combustible adicional.	196
Tabla 6.13. Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 110MW, con combustible adicional.	200
Tabla 6.14. Características de la turbina de doble presión sin recalentamiento.	202
Tabla 6.15. Datos adicionales para el cálculo en doble y triple presión con y sin recalentamiento.	203
Tabla 6.16. Valores considerados para el cálculo del ceeg para doble presión sin recalentamiento. Planta Vieja Táchira.	206
Tabla 6.17. Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110MW de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	206
Tabla 6.18. Valores considerados para el cálculo del ceeg para doble presión sin recalentamiento. Ampliación Planta Táchira.	208
Tabla 6.19. Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 110MW de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	208
Tabla 6.20. Características de la turbina de vapor de doble presión con recalentamiento.	210
Tabla 6.21. Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110MW de doble presión con recalentamiento y con combustible adicional.	213
Tabla 6.22. Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 110MW de doble presión con recalentamiento y con combustible adicional.	214
Tabla 6.23. Características de la turbina de triple presión sin recalentamiento.	216
Tabla 6.24. Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110MW de triple presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	220
Tabla 6.25. Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 110MW de triple presión sin recalentamiento y con combustible adicional.	221

Tabla 6.26. Características de la turbina de vapor de triple presión con recalentamiento.	223
Tabla 6.27. Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110MW de triple presión con recalentamiento y con combustible adicional.	226
Tabla 6.28. Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 110MW de triple presión con recalentamiento y con combustible adicional.	228
Tabla 6.29. Resumen de los ciclos combinados utilizando las turbinas a gas existentes.	229
Tabla 6.30. Variaciones de las características de C.C. debido al combustible.	230
Tabla 6.31. Resumen para el ciclo combinado nuevo sobre Planta Táchira.	232
Tabla 6.32. Características de la unidad MS-7001 nueva sobre Planta Táchira.	233
Tabla 6.33. Resumen para la instalación de una turbina a gas MS-7001.	234
Tabla 6.34. Tabla comparativa de las alternativas analizadas.	235
Tabla 7.1. Resumen de los resultados obtenidos del VAN y el $R_{B/C}$ de cada una de las alternativas del capítulo 6.	244



Capítulo 1.

Introducción

El incremento de las necesidades energéticas de la población y la industria en la región Occidental de Venezuela (Los Andes), hacen indispensable la realización de ampliaciones en las industrias generadoras de energía, como lo es la Compañía de Administración y Fomento Eléctrico (C.A.D.A.F.E.). Esta Compañía ha decidido realizar el estudio de factibilidad técnico económica de una de sus Plantas ubicada en la región Occidental de Venezuela, al norte del Estado Táchira, la que se denomina con el mismo nombre del estado, “Planta Táchira”. Esta Planta cuenta actualmente con 250MW instalados, donde solo se encuentran en generación 62MW.

La ampliación de Planta Táchira se basa específicamente en el estudio de factibilidad de instalación de ciclos combinados, que permitan el aumento tanto en la potencia generada como en la eficiencia del ciclo de generación. Dicho estudio se inicia analizando las limitantes físicas del sitio y las limitantes de los recursos naturales indispensables para la instalación del proyecto, como es el agua. De acuerdo con el estudio anterior, se mostraran un conjunto de alternativas que obedecerán a las limitantes establecidas en el lugar, este conjunto consta de 14 alternativas en total, donde doce (12) de estas se plantearan utilizando las turbinas a gas existentes en la Planta unidas con turbinas a vapor de diferentes presiones, con y sin combustible adicional (en el generador de vapor de calor residual) y con y sin recalentamiento; una (1) alternativa constituye un ciclo combinado

nuevo y la restante se basa en la instalación de turbinas a gas nuevas. Luego se procederá a un análisis técnico de cada una de las opciones aportadas. Culminado esté, se elaborará un análisis económico de cada opción para finalmente comparar todas las alternativas y determinar cual es la mas recomendable para alcanzar un fin específico.

Como el ciclo combinado se basa esencialmente en los ciclos de potencia Joule-Brayton y Rankine, en el capítulo 2 se explicará cada uno de los ciclos mencionados para el caso ideal (reversible) y real (irreversible), y como los gases de escape del ciclo Joule-Brayton son aprovechados para la generación de vapor del ciclo Rankine, conocido como ciclo combinado. Existen varios tipos de ciclos combinados entre los que se tienen los ciclos combinados con generadores de vapor con hogar a presión, ciclos combinados con generadores de vapor de calor residual, ciclos combinados que usan el escape de la turbina como aire de combustión y los ciclos combinados con generador de calor residual y con generador de vapor de hogar a presión. Conjuntamente, en este capítulo, se explicará también como los factores de corrección son determinados y aplicados a los valores bajo las condiciones ISO de una turbina a gas, según la altitud, humedad y temperatura atmosférica del sitio de instalación. Finalizando el capítulo con las definiciones económicas para la instalación de una Central Termoeléctrica, definiéndose el costo de venta de la energía, costo de la inversión inicial, costo fijo anual, costo variable anual, costo total anual y la rentabilidad de la Central, según tres métodos: valor actual neto, tasa interna de retorno y la relación beneficio costo.

La descripción de Planta Táchira se realiza en el capítulo 3, donde se especifica cada uno de los sectores comprendidos en la planta: Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira. La especificación de estos dos sectores se hará definiéndose el área ocupada, la cual consta de las turbinas a gas, presentándose una descripción de éstas de acuerdo a sus marcas de fábrica, capacidad y condición operativa en la actualidad; los sistemas auxiliares basados en el sistema de suministro de energía eléctrica de emergencia, sistema auxiliar de corriente continua y alterna, sistema de descarga de gas-oil y de gas, sistema de centrifugado, sistema contra incendios y el sistema de suministro de agua, el cual incluye el

método de tratamiento del agua proveniente del río La Grita y la señalización del área disponible.

El capítulo 4 describe los componentes principales de un ciclo combinado (turbina a gas, generador de vapor, turbina a vapor y condensador). Se inicia con la descripción de dos modelos de turbinas a gas de General Electric, MS-5001P y MS-7001E, especificándose cada uno de sus componentes y el funcionamiento de cada unidad. De igual forma, se describen los generadores de vapor de calor residual, seleccionado por C.A.D.A.F.E. para dicho estudio, detallándose cada una de sus etapas, por las cuales se harán circular los gases producto de la combustión de la turbina a gas y el agua que será transformada en vapor. Adicional a esto, se especifica la turbina a vapor clasificadas según las condiciones de suministro y escape del vapor, la disposición de la carcasa o de los árboles, el número de etapas de escape en paralelo, el diseño de las etapas de expansión, la dirección del flujo de vapor dentro de la turbina, el tipo de expansión (simple o múltiple), el tipo de aparato impulsado y la naturaleza del abastecimiento del vapor. Y finalmente se describe el condensador y el sistema de enfriamiento, en los que se mencionan los condensadores enfriados por aire, las torres de enfriamiento y el sistema Héller. El conocimiento de los diferentes tipos de equipos, específicamente los generadores de vapor, turbina a vapor y gas, condensadores y los diferentes sistemas de enfriamiento para la condensación, facilita la selección y aplicación de cualquiera de estos dentro de las distintas configuraciones que serán planteadas como opciones en este estudio de factibilidad.

Es importante en este tipo de análisis considerar los criterios ambientales, debido a que las actividades industriales de las centrales termoeléctricas producen una cantidad de sustancias contaminantes que pueden alcanzar niveles peligrosos para el ecosistema. Unos de los efectos ambientales más delicados que producen las centrales termoeléctricas, es la lluvia ácida y el efecto invernadero, es por esto que se explicará la formación, efectos y medidas de control para la disminución de la concentración de SO_2 y NO_x capaz de generar cada uno de estos efectos; al mismo tiempo se presentarán las consideraciones ambientales de la Ley Penal Ambiental de Venezuela por la cual debe regirse Planta Táchira. Como existen diversos tipos de contaminación, también se hará mención a la contaminación

sónica producida por estas centrales y los niveles normales que deben ser cumplidos ante la Ley Penal. Al finalizar el capítulo se muestran los fundamentos ambientales para un ciclo combinado en función del NO_x , y el comportamiento de las emisiones contaminantes de las turbinas a gas existentes en Planta Táchira.

El capítulo 6 menciona la factibilidad técnico-económica, la que se inicia con un análisis físico, el cual determinará el área de trabajo para la instalación de cada alternativa, este se hará una vez mostrados todos los criterios de ubicación y las dimensiones seleccionadas de cada uno de los equipos involucrados en las configuraciones establecidas. Seguidamente se señalan los criterios de selección de los equipos y los criterios económicos, para proceder al análisis de las características y condiciones de cada opción; luego se procederá a realizar la última fase, que consta del análisis económico donde se determinarán los costos asociados y la rentabilidad de cada alternativa se presenta en el capítulo 7, demostrándose así que es factible la instalación de ciclos combinados en Planta Táchira.

Finalizando con un análisis de resultados, donde se verificará la rentabilidad de instalación de ciclos combinados en Planta Táchira, sugiriéndose la alternativa más adecuada de acuerdo con C.A.D.A.F.E., conclusiones y recomendaciones.



Capítulo 2.

Definiciones termodinámicas y económicas de Ciclos de Potencia

2.1. GENERALIDADES

Dentro de la termodinámica existen diferentes ciclos de potencia entre los cuales se encuentran el ciclo Joule-Brayton y el ciclo Rankine. El primero de ellos es un ciclo cuyo fluido de trabajo son los gases producto de la combustión los cuales son expandidos en una turbina para la generación de energía mecánica; mientras que el ciclo Rankine tiene por fluido de trabajo vapor de agua, que de igual manera es expandido en una turbina para la generación de energía mecánica. El ciclo que utiliza los gases producto de la combustión del ciclo Joule-Brayton, que son expulsados a la atmósfera, para la producción de vapor necesario en el ciclo Rankine es denominado ciclo combinado, el cual surge de la necesidad de crear ciclos de potencia de mayor rendimiento y capacidad de producción de energía.

Este capítulo describirá los ciclos de potencia antes mencionados, además de explicar los factores de corrección necesarios para la determinación del rendimiento de una turbina a gas en una zona específica. Finalmente se definirán las variables económicas para la instalación de una central termoeléctrica.

2.2. CICLOS DE POTENCIA

La termodinámica posee dos áreas importantes de aplicación, que se clasifican en la generación de potencia y en la refrigeración; donde ambas, operan en un ciclo termodinámico.

En la generación de potencia se tienen los ciclos a gas y a vapor, los cuales, dependiendo del fluido de trabajo, es decir, el tipo de sustancia que se hace circular por la instalación, se definirá el ciclo. Para los ciclos a gas el fluido de trabajo serán los gases calientes producto de combustión que se encuentran en fase gaseosa durante todo el ciclo; mientras que el ciclo a vapor varía la fase del fluido de trabajo (agua), es decir, durante una parte del ciclo se encuentra en fase de vapor y en otra en fase líquida.

Se tienen además los ciclos combinados conformados por ciclos a gas y a vapor. Los gases de escape de un ciclo a gas se utilizan para generar vapor que será utilizado en un ciclo a vapor, con el fin de generar mayor cantidad de energía.

A continuación se presenta una breve descripción a cerca de los ciclos a gas, vapor y combinado.

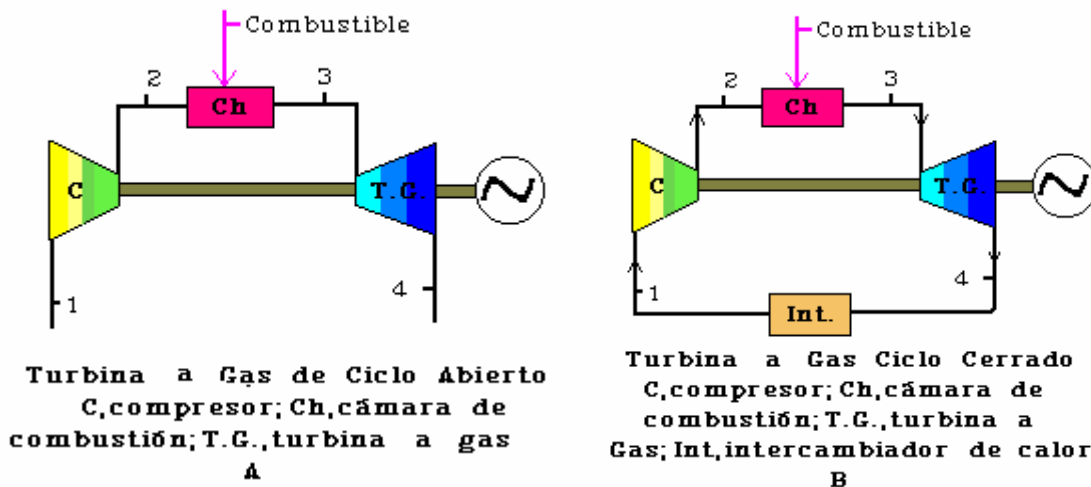
2.2.1. CICLO JOULE-BRAYTON.

El ciclo básico de las turbinas a gas lo comprende el ciclo de Joule-Brayton. La turbina a gas básica comprende: un compresor, una cámara de combustión y una turbina.

El ciclo se inicia desde que entra al compresor un flujo estable de aire atmosférico, donde se comprime a una presión de varias atmósferas. Luego de ser comprimido el aire se hace pasar a través de unas cámaras donde se inyecta combustible continuamente y además ocurre la combustión a una presión sustancialmente constante, causando un aumento de

temperatura. Los gases calientes entran en la turbina, expandiéndose hasta la presión atmosférica al mismo tiempo que se realiza trabajo sobre el rotor de la turbina. La potencia producida en la turbina es capaz de accionar al compresor. A este ciclo de turbina a gas básico se denomina CBT, comprendido por el compresor, la cámara de combustión y la turbina.

El ciclo abierto para una turbina a gas simple, con proceso de combustión interna, y el ciclo cerrado de una turbina a gas simple se representan en la figura 2.1.



A. Ciclo Abierto; B. Ciclo Cerrado
 Turbinas a Gas
Figura 2.1.

Los ciclos se dividen en reversibles e irreversibles, según se trate de un proceso ideal o real.

2.2.1.1. CICLO REVERSIBLE.

Para el análisis de los ciclos ideales de las turbinas a gas, es necesario suponer ciertas condiciones ideales:

- El proceso de compresión y el proceso de expansión son considerados reversibles y adiabáticos, por consiguiente, isoentrópicos.

- Se desprecia la variante existente entre la entrada y la salida de cada elemento, procedente de la energía cinética del fluido de trabajo.
- No existen pérdidas de carga para cada uno de los siguientes:
 - Conductos de admisión.
 - Conducto de escape.
 - Cámara de combustión.
 - Intercambiadores de calor.
 - Interrefrigeradores.
 - Uniones entre elementos.
- El fluido de trabajo tiene el comportamiento de un gas perfecto, con valores constantes en los calores específicos y con una composición no variable para todo el ciclo.
- El flujo másico del gas es constante a lo largo del ciclo.
- El calor transmitido en los intercambiadores es completo (suponiendo contraflujo), y con lo anteriormente supuesto, se entiende que dicha elevación de temperatura del fluido frío será el máximo posible, y por tanto, igual al descenso de la temperatura del fluido caliente.

De acuerdo, con la suposición de un comportamiento del fluido de trabajo como gas perfecto y que su flujo másico se comportan constante durante todo el ciclo, que la cámara de combustión, donde es introducido y quemado el combustible, es equivalente a un calentador de fuente de calor externa, se tendrá que se hace indiferente, para efectos de cálculo del comportamiento de los ciclos ideales, distinguir entre ciclos abiertos o cerrados.

Sin embargo, los esquemas presentados corresponden para el caso más común, ciclo abierto.

A. CICLO SIMPLE DE LAS TURBINAS A GAS

El ciclo simple ideal para las turbinas a gas es el ciclo de Joule-Brayton, mostrado en la figura 2.1. (pág. 7). Si se representa la ecuación de la Primera Ley de la Termodinámica, para flujo estacionario, correspondiente a este caso, será:

$$Q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} * (C_2^2 - C_1^2) + W \quad \text{Ec.2.1.}$$

Donde: Q... Calor Específico
 W... Trabajo Específico.
 h... Entalpía
 C... Velocidad

Para el gráfico 2.1.

- 1-2... Compresión isentrópica
- 2-3... Calentamiento isobárico
- 3-4... Expansión isentrópica
- 4-1... Enfriamiento isobárico

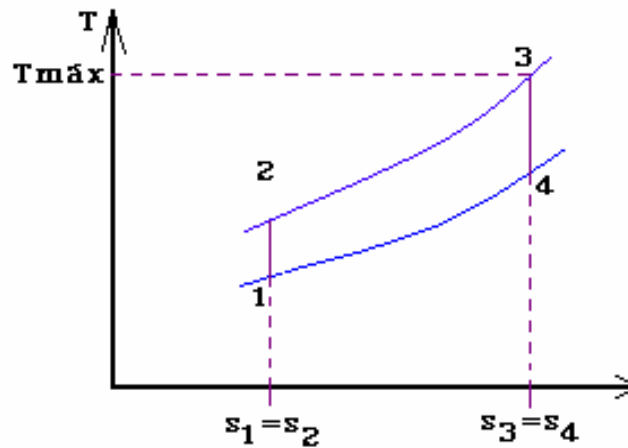


Diagrama T-s de la Turbina a Gas para un proceso reversible(ideal)

Gráfico 2.1.

Aplicando la ecuación de la energía, 2.1., para cada uno de los elementos principales del ciclo (Compresor, cámara de combustión y turbina), y recordando que anteriormente se supuso despreciable la variación de la energía, tenemos:

$$\text{Compresor} \quad W_{12} = (h_2 - h_1) = Cp * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec.2.2}$$

$$\text{Cámara de combustión} \quad Q_{23} = (h_3 - h_2) = Cp * (T_3 - T_2) \quad \text{Ec.2.3}$$

$$\text{Turbina a gas} \quad W_{34} = (h_3 - h_4) = Cp * (T_3 - T_4) \quad \text{Ec.2.4}$$

El rendimiento del ciclo será:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\text{Trabajo Neto Obtenido}}{\text{Calor Aportado}} = \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} \quad \text{Ec.2.5}$$

sustituyendo en la ec.2.5 las ecuaciones 2.2 y 2.4 por el trabajo neto obtenido, y la ec.2.3 por el calor aportado, queda:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{Cp * (T_3 - T_4) - Cp * (T_2 - T_1)}{Cp * (T_3 - T_2)} \quad \text{Ec.2.6}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{Cp * (T_3 - T_4 - T_2 + T_1)}{Cp * (T_3 - T_2)} \quad \text{Ec.2.7}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{(T_3 - T_2) + (T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} \quad \text{Ec.2.8}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \text{Ec.2.9}$$

Como el fluido se considera con procesos de compresión y expansión isoentrópica, pueden ser utilizadas las siguientes relaciones de presiones y temperaturas:

$$\text{Compresión} \quad \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{K-1}{K} \right)} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{Ec.2.10}$$

$$\text{Expansión} \quad \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{Ec.2.11}$$

k...constante isoentrópica del gas.

Si la relación de compresión (r) se define:

$$r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad \text{Ec.2.12}$$

reemplazando las ecuaciones 2.10 y 2.11 en 2.9

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{\frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}} - \frac{T_2}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}}{T_3 - T_2} \quad \text{Ec.2.13}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{\frac{(T_3 - T_2)}{r^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{(T_3 - T_2)}{r^{\frac{K-1}{K}} * (T_3 - T_2)} \quad \text{Ec.2.14}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)} \quad \text{Ec.2.15}$$

En la ecuación 2.15 se observa que la eficiencia del ciclo se puede expresar en función de la relación de compresión y del gas utilizado.

El trabajo específico W depende de una potencia dada, es por esta razón, que no solo dependerá de la función de la relación de compresión sino además de la temperatura máxima que sea capaz de alcanzar el ciclo, expresada con T₃. Así:

$$W = Cp * (T_3 - T_4) - Cp * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec.2.16}$$

Utilizando la expresión 2.10., 2.11. y 2.12. y sustituyendo adicionalmente en la ec. 2.16. se tiene:

$$W = Cp * \left[T_3 - \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}} - T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)} + T_1 \right] \quad \text{Ec.2.17}$$

$$\frac{W}{Cp} = T_3 * \left(1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)} \right) + T_1 * \left(1 - r^{\left(\frac{K-1}{K}\right)} \right) \quad \text{Ec.2.18}$$

El límite metalúrgico es aquel que define la capacidad de alcance de los materiales de alcanzar elevadas temperaturas

$$t = \left(\frac{T_3}{T_1}\right) \quad \text{Ec.2.19}$$

si se sustituye en la ecuación anterior la ec.2.18

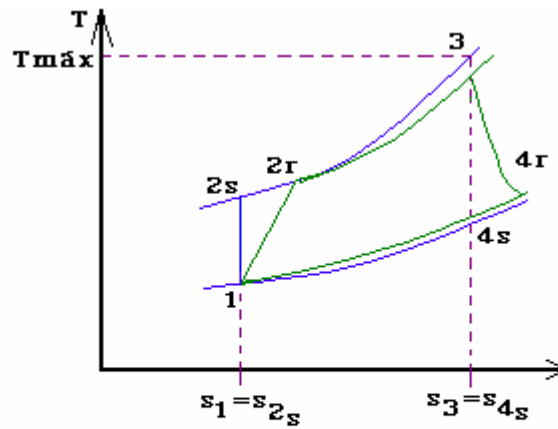
$$\frac{W}{Cp * T_1} = t * \left(1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}} \right) + \left(1 - r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \right) \quad \text{Ec.2.20}$$

2.2.1.2. CICLO IRREVERSIBLE.

Los ciclos ideales difieren de los ciclos reales según las siguientes razones.

- Las altas velocidades que alcanza el fluido en las turbomáquinas, no siempre desprecia la variación de la energía cinética entre la entrada y la salida de cada elemento.

- Los procesos de compresión y expansión son adiabáticos irreversibles y hay un aumento de entropía.
- Existen pérdidas de carga por parte del fluido en las cámaras de combustión e intercambiadores de calor, así como en los ductos de admisión y escape. Las pérdidas entre las uniones de los ductos de los diferentes elementos, se engloban en las pérdidas totales de cada elemento.
- Se considera una diferencia entre las temperaturas terminales del intercambiador de calor, es decir, el aire comprimido no se calienta hasta una temperatura igual a la temperatura de los gases de salida de la turbina, así se diseña un intercambiador de calor de tamaño económico.
- La compresión requiere mayor trabajo del exigido para así poder vencer el rozamiento de los cojinetes y el efecto de ventilación que tiene lugar en la transmisión entre el compresor y la turbina, así como para el accionamiento de elementos auxiliares, tales como bombas de combustible y de aceite.
- Los valores C_p y k del fluido de trabajo varían a lo largo del ciclo, esto se debe a las variaciones de temperatura y a la composición química por la combustión.
- El rendimiento de un ciclo ideal es inequívoco, pero en uno abierto con combustión interna no sucede lo mismo. Conociendo la temperatura de salida del compresor, la composición del combustible y la temperatura requerida en la entrada de la turbina, es posible obtener la relación combustible/aire necesario, por medio del cálculo directo del proceso de combustión, siempre y cuando se considere la combustión incompleta. Se expresa el comportamiento del ciclo en función del consumo específico de combustible por unidad de trabajo neto, es decir, consumo específico de combustible.
- Por existir una combustión interna, puede entenderse que el flujo másico de la turbina será mayor que el del compresor, debido al combustible añadido.



**Diagrama T-s de la Turbina a Gas
para un proceso irreversible**

Gráfico 2.2.

Una de las variaciones en que difieren las turbinas a gas reales del ciclo ideal, es la disminución de presión existente en los procesos de adición y rechazo de calor, el cual es inevitable. A diferencia de la desviación por presión, la desviación por compresión (comportamiento real del compresor) y la turbina en comparación con lo idealizado, isoentrópico, se explica y define mediante la utilización de la eficiencia adiabática, tanto de la turbina como del compresor:

$$\text{Compresor} \quad \eta_c = \frac{w_{ideal}}{w_{real}} \cong \frac{h_1 - h_{2ideal}}{h_1 - h_{2real}} \quad \text{Ec.2.21}$$

$$\text{Turbinas de Gas} \quad \eta_T = \frac{w_{real}}{w_{ideal}} \cong \frac{h_3 - h_{4real}}{h_3 - h_{4ideal}} \quad \text{Ec.2.22}$$

Donde los estados 2real y 4real son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, mientras 2ideal y 4ideal serán correspondientes del estado isoentrópico, como se muestra en la gráfica 2.2.

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, es notable que al aumentar la relación $t=T_3/T_1$, se produce un aumento del rendimiento y de la potencia. La zona de trabajo impuesta por la temperatura T_1 (atmosférica), hace conveniente aumentar T_3 , fijando los límites de este aumento, como: la resistencia del material, en particular, la de los álabes de los primeros escalonamientos de la turbina (entrada).

Pero, aún más que esto, el aspecto más preocupante es los fenómenos de resistencia química o fisicoquímica, los cuales, son los que definen que tan elevada podrá ser la temperatura de trabajo. Así, los combustibles de poco refinado contienen azufre que da anhídrido sulfúrico, producen cenizas que a su vez producen escorias, erosiones, ataques químicos; particularmente los que contienen peróxidos de vanadio sobre los aceros o aleaciones de molibdeno y partículas de carbono que resultan de la coquización. Los combustibles pesados no sobrepasan 650°C (1202°F) de temperatura en las instalaciones terrestres de funcionamiento continuo, así logran una mayor durabilidad del material de los álabes. El gas-oil y los combustibles gaseosos acceden al aumento de la temperatura a 700°C (1292°F), 750°C (1382°F) sobre todo si admite una vida más reducida del material justificada, por ejemplo, por un funcionamiento discontinuo (grupo punta, marina, aviación).

Las turbinas a gas simples poseen rendimientos muy pequeños, entre 30 a 35% según el Ing. Mauricio Casanova, sin embargo, presentan un número de ventajas que se enumeran a continuación y para algunos casos justifican su empleo, al menos para potencias moderadas.

- ✓ La construcción es sencilla, esto se debe a que trabaja a presiones pequeñas, 5 a 15MPa (72,51 a 217,55psia).
- ✓ Puesta en servicio es muy rápida y pasa del estado frío al de carga en un tiempo muy corto. Su arranque necesita alcanzar una velocidad próxima al 30% de la velocidad normal, de manera que se alimente la cámara de combustión con aire a una presión suficiente para poder encender. El tiempo necesario para que el eje llegue a la velocidad necesaria, es de aproximadamente, tres (3) minutos y la duración total para la puesta en velocidad y la toma de carga es de diez (10) a veinte (20) minutos, según la potencia del grupo.
- ✓ Consumo de agua es nulo o moderado.
- ✓ Sencillez de maniobra.

- ✓ Revisiones rápidas y fáciles. El mantenimiento periódico depende del contenido de cenizas producidas por el combustible utilizado y su composición se reduce a un lavado de la turbina efectuado sin desmontarla y al desmontaje de los generadores para la limpieza.

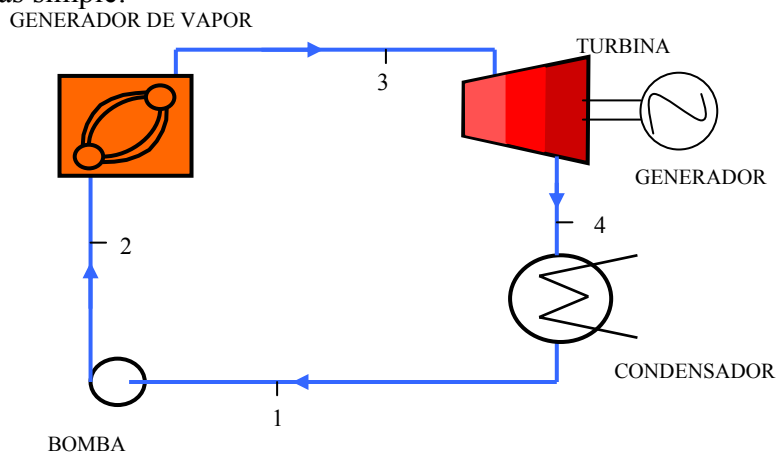
2.2.2. CICLO RANKINE.

Dentro de los ciclos de potencia esta el llamado Ciclo Rankine, el cual es clasificado como un ciclo de vapor, usualmente utilizado en circuito cerrado, debido a las cantidades de fluido de trabajo, generalmente agua, que necesita para su funcionamiento.

Este ciclo es utilizado para la producción de calor y para la producción de potencia, la diferencia entre estas dos aplicaciones radica básicamente en que para la producción de calor interesa generar vapor para algún fin, mientras que para la producción de potencia, interesa la generación de energía eléctrica. Para efectos de este trabajo el ciclo Rankine será considerado en su aplicación de generación de potencia, y únicamente se explicaran las disposiciones o variaciones que dan como resultado la obtención de energía eléctrica.

2.2.2.1. CICLO REVERSIBLE.

El ciclo Rankine reversible o ideal tiene como sustancia de trabajo al agua, la cual se presenta en estado líquido y de vapor a través de los pasos que conforman el circuito cerrado que da origen a este ciclo, el cual se representa en la figura 2.2, en su configuración más simple:



Ciclo Rankine Simple
Figura 2.2.

En cada uno de los dispositivos mostrados se llevan a cabo procesos que permiten transformar el agua en los distintos estados termodinámicos señalados en números, gracias a la condición de reversible dichos procesos se definen como:

- Proceso 1-2: bombeo reversible y adiabático, sitúa al agua en un estado (2) de líquido comprimido.
- Proceso 2-3: suministro de calor a presión constante (evaporación), finaliza en estado de vapor saturado seco (3).
- Proceso 3-4: expansión reversible y adiabática, transforma al agua en una mezcla líquido-vapor (4).
- Proceso 4-1: eliminación de calor a presión constante (condensación), el agua finaliza en un estado de líquido subenfriado (1).

Donde la bomba y la turbina tendrán un trabajo igual:

$$W_{Bomba} = h_2 - h_1 \quad \text{Ec. 2.23.}$$

$$W_{Turbina} = h_3 - h_4 \quad \text{Ec. 2.24.}$$

$$W_{Neto} = W_{Turbina} - W_{Bomba} \quad \text{Ec. 2.25.}$$

$$W_{Neto} = (h_3 + h_1) - (h_4 + h_2) \quad \text{Ec. 2.26.}$$

con una potencia de la turbina igual:

$$P = \dot{m}_{VT} * W_{Turbina} \quad \text{Ec. 2.27.}$$

Todos estos procesos pueden ser representados en un diagrama temperatura vs. entropía como sigue:

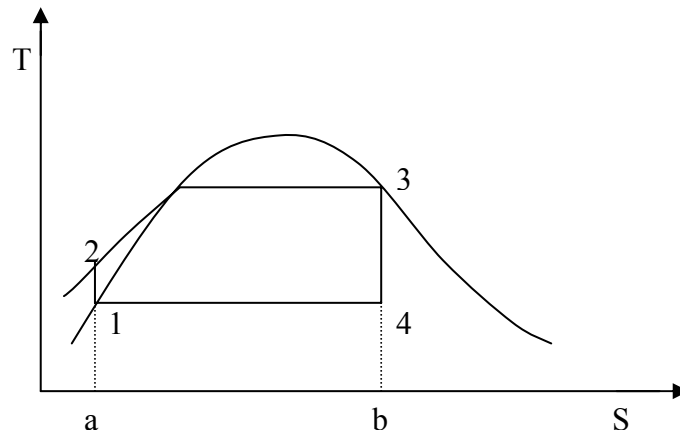


Diagrama T vs. S del Ciclo Rankine Simple.

Gráfico 2.3.

Para este ciclo, se puede definir el rendimiento usando como base las áreas del diagrama T vs. S, donde el calor suministrado a la sustancia de trabajo (q_h) se representa por el área a23ba, mientras que el calor que es extraído de ella (q_l) se representa por área a14ba. Por otra parte el trabajo neto producido por la sustancia de trabajo, gracias a la primera ley, es la diferencia entre el calor suministrado y el calor extraído, y se define a través del área 12341, por lo que el rendimiento térmico del ciclo se puede escribir por la relación:

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{\omega_{\text{neto}}}{q_h} = \frac{q_h - q_l}{q_h} = \frac{\text{área "12341 "}}{\text{área " a 234 ba "}} \quad \text{Ec. 2.28.}$$

Como se puede ver este rendimiento es estrictamente dependiente de las áreas en el diagrama T vs. S, que a su vez dependen de los estados termodinámicos de cada punto, más específicamente de la temperatura y presión de cada punto, es por eso que para aumentar el rendimiento térmico del ciclo se deben variar dichas condiciones. Las variaciones comúnmente asociadas con el aumento del rendimiento son:

- La disminución de la presión de salida de la turbina (P_4), con el correspondiente descenso de la temperatura a la cual se elimina el calor. Si se permite que P_4 descienda hasta un valor dado (P_4') el diagrama T vs. S del ciclo se modifica como sigue:

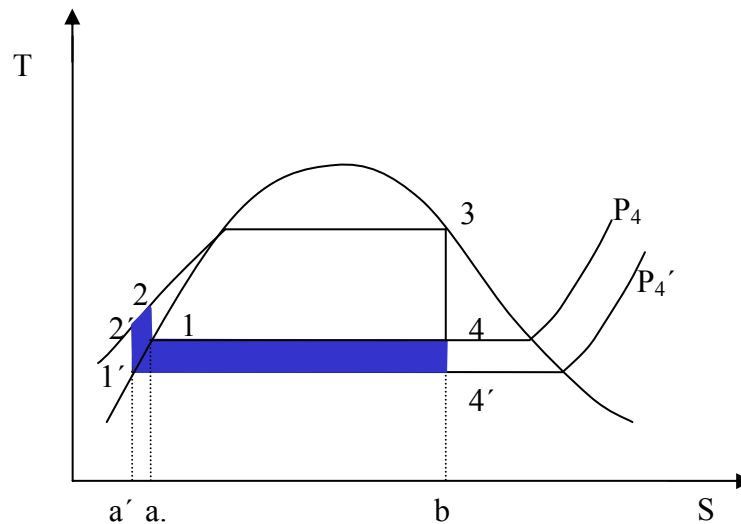


Diagrama T vs. S. Variación debida a la disminución de presión.

Gráfico 2.4.

donde se observa que el trabajo neto aumenta por área $1'2'2144'1'$ (área sombreada), mientras que el calor transmitido a la sustancia de trabajo aumenta por el área $a'2'2aa'$, estas variaciones de áreas dan por resultado el aumento del rendimiento térmico. Otra forma de analizar esta variación es observando que la temperatura a la cual se elimina el calor disminuye, por lo que, hace aumentar el rendimiento.

- El aumento de la temperatura a la entrada de la turbina (sobrecalentamiento). Al aumentar la temperatura en este punto se pasa de una condición de vapor saturado seco a otra de vapor sobrecalentado, esto puede lograrse con el ciclo Rankine simple o a través del ciclo Rankine con recalentamiento. El diagrama T vs. S varía según el gráfico 2.5 a continuación:

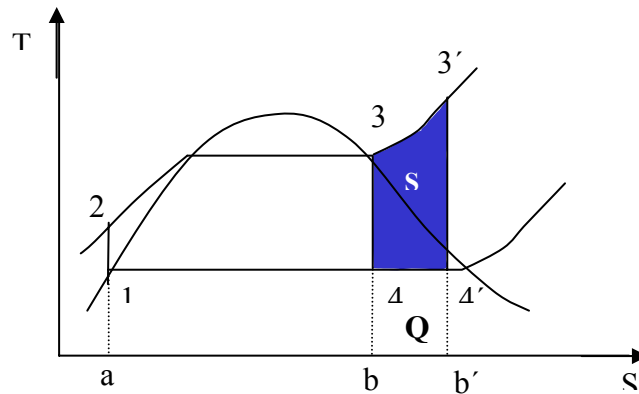


Diagrama T vs. S. Variación por recalentamiento.

Gráfico 2.5.

Se puede observar que el trabajo neto aumenta por el área $433'4'4$, mientras el calor transmitido lo hace por el área $b33'b'b$, ahora bien, para saber cual debe ser el tamaño de esas áreas que proporciona un aumento en el rendimiento, se denominará al área $433'4'4$ como S y al área $b44'b'b$ como Q , para así poder plantear la siguiente ecuación que nos interesa:

$$\frac{\omega_n + S}{q_h + S + Q} \geq \frac{\omega_n}{q_h} \quad \text{Ec 2.29.}$$

Donde ω_n y q_h están referidos al área original, es decir, antes de hacer el incremento en la temperatura. Haciendo los manejos adecuados sobre esta inecuación se puede llegar a la siguiente conclusión:

$$\frac{S}{Q + S} \geq \frac{\omega_n}{q_h} \quad \text{ó} \quad \frac{S}{Q + S} \geq \eta_t \quad \text{Ec 2.30.}$$

Siempre que esto se cumpla aumenta el rendimiento térmico. Se debe notar que el tamaño de las áreas S y Q no solo depende del aumento de la temperatura sino también de los valores de presión P_4 y P_3 en los cuales funciona el ciclo, esto permite asegurar que existirán valores de P_4 y P_3 que, aun aumentando la temperatura, no proporciona un aumento en el rendimiento, sin embargo, técnicamente esto no suele ocurrir, debido a que las limitantes de los materiales haría la construcción de los equipos muy costosa.

- La utilización de la presión y temperatura máxima. Considere el diagrama T vs. S como sigue:

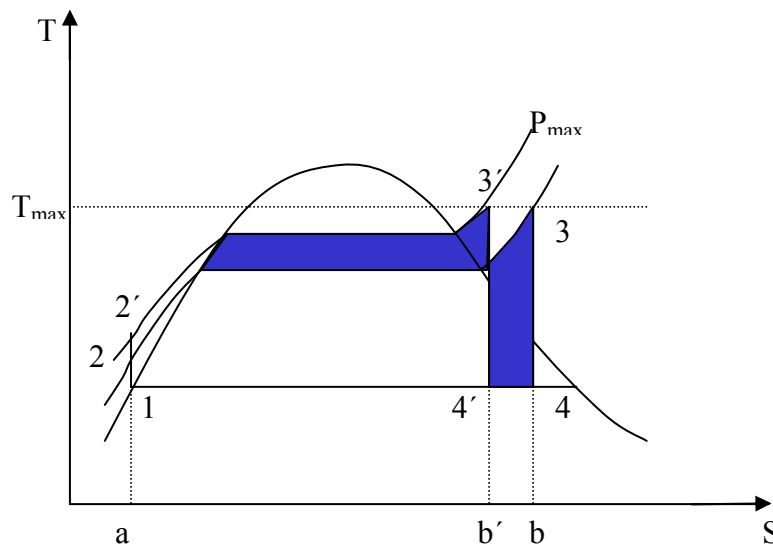


Diagrama T vs. S. Variación al usar temperatura y presión máximas.
Gráfico 2.6.

Se observa que el calor eliminado disminuye por el área $b'4'4bb'$, por otro lado el trabajo neto aumenta por el área sombreada verticalmente y disminuye por el área sombreada

horizontalmente, se puede decir que el ω_n tiende a permanecer constante, lo que ocasiona el aumento en el rendimiento es la disminución del q_1 .

Para resumir, se puede decir que el rendimiento térmico aumenta al disminuir la presión de salida del condensador, al incrementar la temperatura de entrada a la turbina y al utilizar la presión y temperatura máxima, igualmente, a la entrada de la turbina. Por otro lado, la calidad del vapor que sale de la turbina se incrementa por el sobrecalentamiento del vapor, y disminuye si se baja la presión de salida y si se aumenta la presión en la transmisión del calor.

Otra forma de aumentar el rendimiento es haciendo modificaciones en la estructura del ciclo, por lo que dejaría de llamarse Rankine simple. Existen dos modificaciones básicas comunes, el llamado Ciclo Rankine con Recalentamiento y el Ciclo Rankine Regenerativo, el primero de estos, con recalentamiento, se desarrollo para incrementar el rendimiento con altas presiones y al mismo tiempo evitar la humedad en los pasos de baja presión de la turbina.

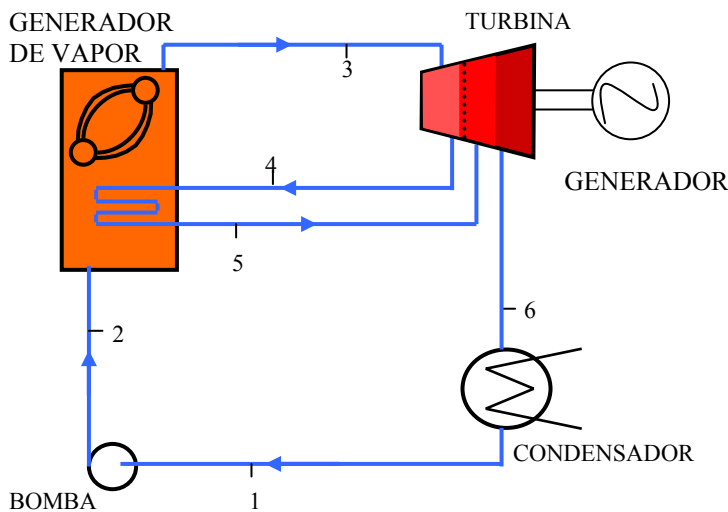
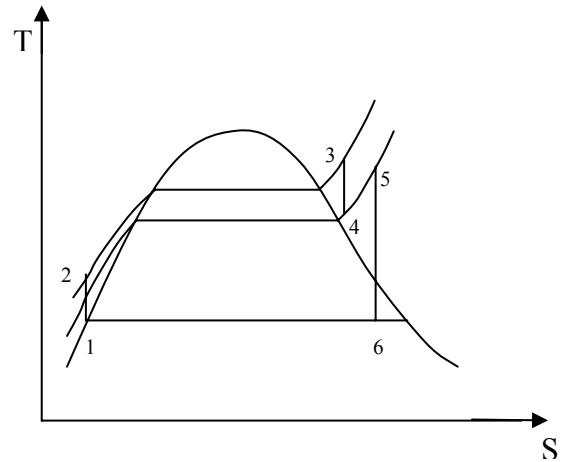


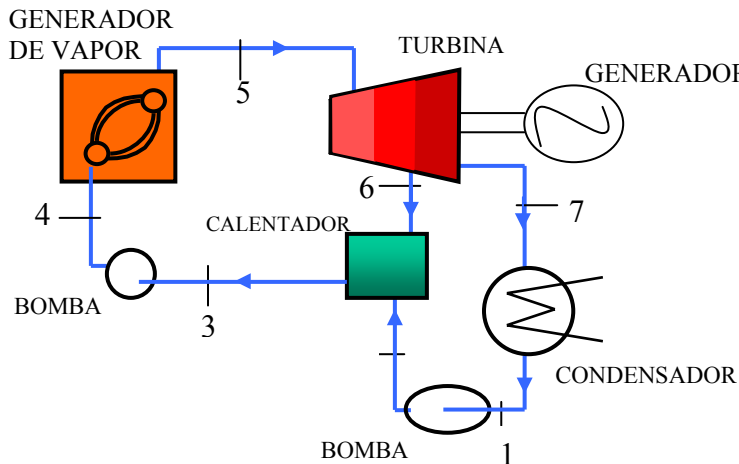
Diagrama del Ciclo Rankine con Recalentamiento.
Figura 2.3.



T vs. S para un Ciclo Rankine con Recalentamiento.
Gráfico 2.7.

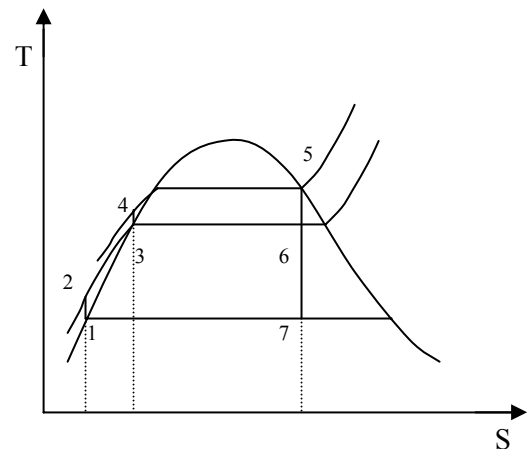
La ganancia en el rendimiento generalmente es poca, la mayor ventaja de usar el recalentamiento es la disminución de la humedad a valores seguros para así evitar el fenómeno de la erosión en los alabes de la turbina.

Por otro lado se tiene el ciclo Rankine Regenerativo (básico) mostrado en la figura 2.4, este ciclo plantea el precalentamiento del agua de alimentación, con el propósito de elevar la temperatura a la entrada de la caldera, logrando a su vez un aumento en la temperatura promedio de transmisión de calor y una disminución en el combustible utilizado, si lo comparamos con el ciclo Rankine simple, obteniendo así un incremento en el rendimiento del ciclo, que, teóricamente, podría llegar a igualarse al rendimiento de Carnot.



Esquema del Ciclo Rankine Regenerativo (básico).

Figura. 2.4.



T vs. S para el Ciclo Rankine Regenerativo (básico).

Gráfico 2.8.

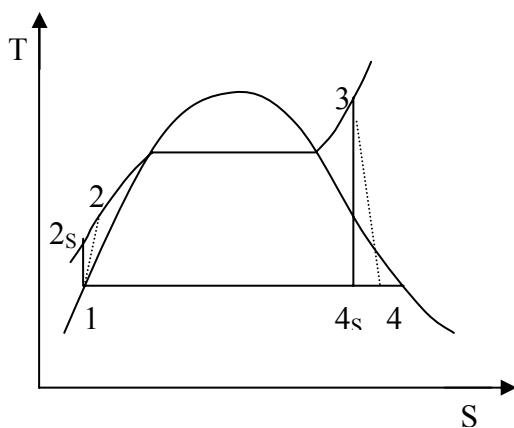
El vapor entra a la turbina en el estado 5. Después de la expansión, en el estado 6, se extrae algo de vapor que entra al calentador de agua de alimentación. El vapor que no se extrae continúa su expansión en la turbina hasta el estado 7, donde pasa al condensador; el condensado se bombea al calentador de agua donde es calentada por el vapor extraído de la turbina en 6. La proporción del vapor extraído es la suficiente para que el líquido que sale del calentador sea saturado en el estado 3. El líquido no ha sido bombeado a la presión de la

caldera, sino a una presión intermedia correspondiente al estado 6. Es necesaria otra bomba para llevar el líquido a la presión de la caldera, pero se ha ganado un aumento en la temperatura promedio a la cual se suministra el calor.

2.2.2.2. CICLO IRREVERSIBLE

Ahora se vera como los ciclos ideales, antes explicados, divergen de los ciclos reales, según una serie de pérdidas que los afectan ocasionando una disminución en el rendimiento debido a la condición de irreversibilidad, las pérdidas mas importantes asociadas a esta condición son:

- **Pérdidas en las tuberías.** Esta se debe, fundamentalmente, al descenso de presión originado por la fricción y la transmisión de calor al medio exterior. Para el caso de la tubería que une el generador de vapor con la turbina esta pérdida de presión y de calor origina una disminución en la utilización del vapor que entra a la turbina, existe una pérdida similar dentro del generador de vapor, la cual nos obliga a bombear el agua de entrada a una mayor presión que la teórica para poder equilibrar la disminución, lo que significa un mayor trabajo de la bomba.
- **Pérdidas en la turbina.** Principalmente están asociadas al flujo de la sustancia de trabajo a través de la turbina, esto es por que existe una degradación de energía térmica en los alabes, por rozamiento del fluido, choques y disipación de calor, lo que hace incrementar la entropía del fluido. La representación de estos fenómenos se ve a continuación:



Variación del diagrama T vs. S debido a pérdidas en la bomba y la turbina.

Gráfico 2.9.

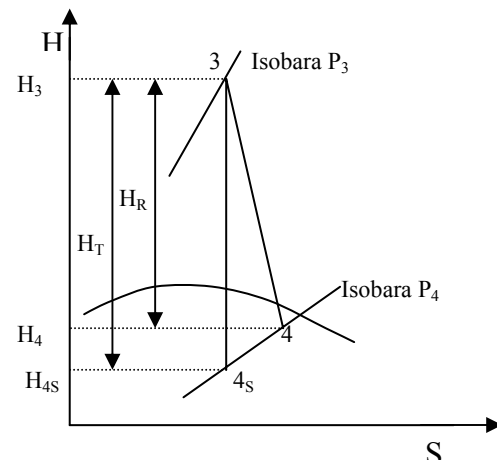


Diagrama H vs. S de la expansión en la turbina.

Gráfico 2.10.

Donde la línea 3-4_s denota la expansión adiabática (H_T), mientras la línea 3-4 denota la expansión real del vapor en la turbina (H_R). Teniendo en cuenta esta diferencia es conveniente definir un rendimiento en la turbina, esto se hará basándose en el gráfico 2.10, donde se observa que la energía a disposición de la máquina H₃-H_{4s} disminuye como consecuencia de la energía disipada en los alabes H₄-H_{4s}, quedando así solo la energía dada por H₃-H₄, de aquí se define el rendimiento como:

$$\eta_{turbina} = \frac{H_3 - H_4}{H_3 - H_{4s}} = \frac{H_r}{H_t} \quad \text{Ec. 2.31.}$$

Este rendimiento, además, no es el mismo en todos los alabes de la turbina, su valor medio es del orden del 70 al 90%; según Vivier Lucien. En particular varía con las características del vapor y las alturas de los alabes. La propia definición de este rendimiento permite trazar de trecho en trecho, sobre el diagrama de Mollier, la línea de expansión del fluido y precisar el estado del vapor a la salida.

- **Pérdidas en la bomba.** Estas pérdidas, al igual que en la turbina, se deben principalmente a las irreversibilidades del flujo del fluido que circula a través de la bomba, mientras que la transmisión de calor se considera una pérdida menor. Para definir el rendimiento en la bomba es conveniente, como se hizo en el caso de la turbina, que observe el diagrama entalpía vs. entropía del proceso de bombeo (Gráfico 2.11). Donde se muestra el proceso adiabático dado por la línea 1-2_s, y el proceso real por la línea 1-2. La energía perdida por irreversibilidades es la diferencia de H₂ y H_{2s}, mientras que la energía que necesitaría la bomba, para mover la sustancia de trabajo, idealmente, es H_{2s}-H₁, pero para el caso real, la bomba necesita más energía para compensar el aumento de entropía y llegar a la misma presión, esta energía viene dada por la diferencia H₂-H₁, lo que define el rendimiento de la bomba como:

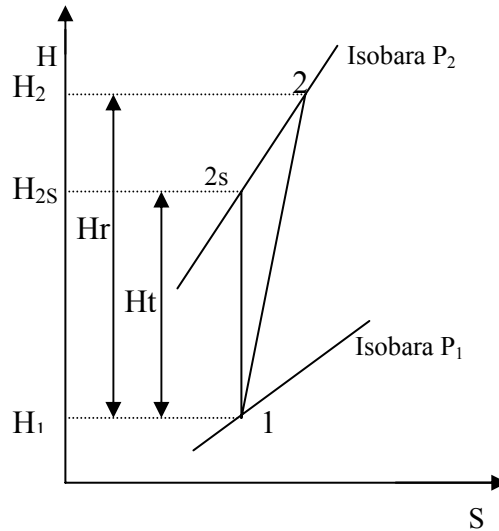


Diagrama H vs. S para el proceso de bombeo.

Gráfico 2.11.

$$\eta_{bomba} = \frac{H_{2s} - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{H_t}{H_r} \quad \text{Ec. 2.32.}$$

Este rendimiento, al igual que antes, permite determinar el estado final del fluido luego del proceso de bombeo.

Además de las pérdidas termodinámicas indicadas antes, aparecen otras pérdidas de energía llamadas externas provocadas principalmente por los rozamientos mecánicos y las fugas, es por eso que resulta importante definir un nuevo rendimiento que tome en cuenta todas estas pérdidas, este es el llamado rendimiento global del ciclo, el cual viene dado por la expresión:

$$\eta_{th} = \eta_{turbina} * \eta_{vol} * \eta_{méc} \quad \text{Ec. 2.33.}$$

Donde:

$\eta_{turbina}$ es el rendimiento en la turbina.

η_{vol} es el rendimiento volumétrico.

$\eta_{méc}$ es el rendimiento mecánico.

A su vez el rendimiento volumétrico se define como:

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{g}{G} \quad \text{Ec. 2.34.}$$

Donde:

g , es el flujo másico de fuga

G , es el flujo másico total.

Mientras que, el rendimiento mecánico se define por la expresión:

$$\eta_{mec} = \frac{W - W_f}{W} \quad \text{Ec. 2.35.}$$

Donde:

W , es la potencia teórica que proporciona el ciclo.

W_f , es la potencia que se pierde por pérdidas mecánicas, en donde frecuentemente se incluye la potencia necesaria para el funcionamiento de los elementos auxiliares como bombas de aceite, reguladores, bombas de alimentación y de extracción, entre otros.

El rendimiento global también suele escribirse a través de la siguiente expresión:

$$\eta_{th} = \frac{W_r}{W} = \frac{C * \omega}{G * H_t} \quad \text{Ec. 2.36.}$$

Donde:

W_r , potencia real medida en el eje de la turbina.

C , par útil medido sobre el eje de la turbina.

ω , velocidad angular de rotación del eje.

H_t , caída de entalpía teórica expresada en unidades de trabajo por kilogramo de fluido.

El rendimiento global generalmente es poco inferior al rendimiento termodinámico, alrededor del 1 al 3%, según Vivier Lucien.

2.2.3. CICLOS COMBINADOS.

La incesante investigación para la obtención de eficiencias térmicas cada vez más altas fue la base origen para la innovación de plantas de potencias convencionales. Esta incluye un ciclo de potencia de gas, superior a un ciclo de potencia de vapor, anexado al mismo, el cual se denomina **ciclo combinado de gas-vapor**, ó solo **ciclo combinado**. El ciclo combinado de mayor interés es el ciclo de turbina a gas (Joule-Brayton), superior al ciclo de turbina a vapor (Rankine), para el cual, es capaz de producir una eficiencia térmica más elevada que cualquiera de los ciclos ejecutados por separado.

Los ciclos de turbinas a gas son capaces de operar con temperaturas más altas que un ciclo de vapor. Se pueden obtener temperaturas a la entrada de la turbina de 620°C (1148°F) en plantas de potencia de vapor moderadas, aunque se encuentra por encima de 1150°C (2102°F) en las plantas de potencia de turbinas a gas. El empleo de fluidos con temperaturas más altas en las turbinas a gas se ha hecho posible por el empleo de desarrollos para el enfriamiento de los álabes de la turbina y el revestimiento de éstos con material resistente a una elevada temperatura, como las cerámicas.

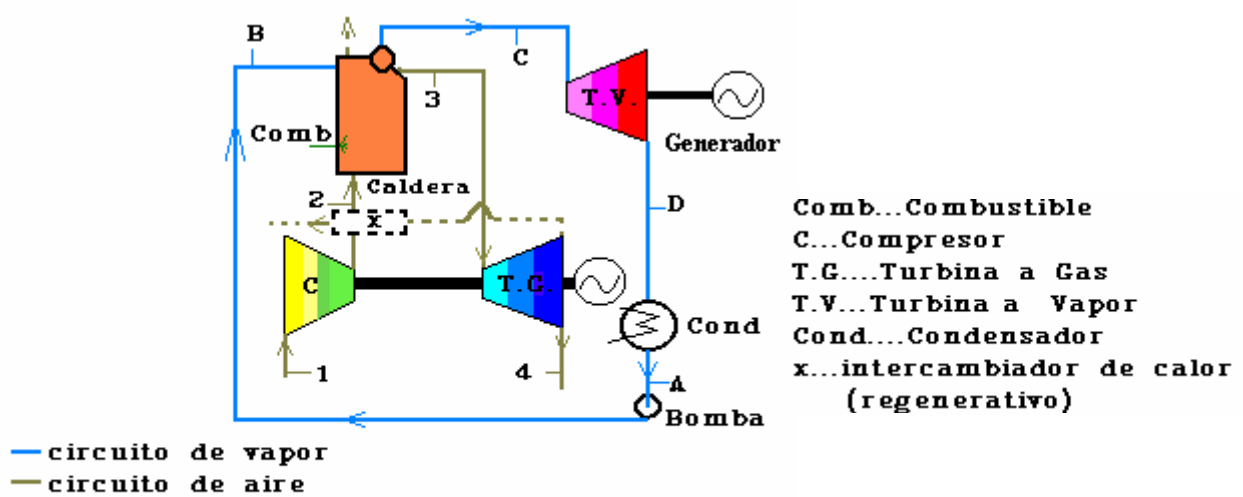
Los ciclos combinados usan los gases de escape de la turbina a gas para el calentamiento del agua de alimentación de los generadores de vapor del ciclo de turbinas a vapor. La aplicación de un ciclo combinado permite el aumento del rendimiento en plantas que desean ser expandidas.

2.2.3.1. CICLOS COMBINADOS CON GENERADORES DE VAPOR CON HOGAR A PRESIÓN

Esta aplicación tuvo lugar en las calderas Velox. Este ciclo combinado, figura 2.5., consiste en la eliminación del sistema de combustión de la turbina a gas, introduciendo el aire de salida del compresor directamente en la caldera donde se quemará todo el combustible de la planta. Los gases calientes de la combustión entran a presión a la turbina a gas,

accionando la misma, esto ocurre luego de haber generado vapor para ser introducido en la turbina a vapor. La turbina a gas acciona al compresor y además es capaz de suministrar potencia externa, dependiendo de los factores que varíen la potencia total de la planta entre 10 á 36%.

La ventaja primordial de este ciclo radica en el ahorro de espacio y peso del equipo que se obtiene, debido a la combustión a presión y a las mejoradas características en la transmisión de calor que permiten los gases a alta presión.



Ciclo combinado con generador de vapor con hogar a presión.

Figura 2.5.

Para un mejoramiento adicional del rendimiento, a este ciclo se le puede adicionar un regenerador (x), señalado en la figura 2.5. con línea punteada.

Este tipo de configuración para un ciclo combinado permite alcanzar valores de rendimientos por el orden de 55 a 60%, de acuerdo con el Prof. Ing. Mauricio Casanova.

2.2.3.2. CICLOS COMBINADOS CON GENERADORES DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL

Para este tipo de ciclo combinado, el ciclo de vapor recibe toda su energía del escape de la turbina a gas, figura 2.6.

Aplicando la ecuación de la energía, ec.2.2. (pág. 10), para el generador de vapor de calor residual, donde se asume que el vapor producido únicamente por los gases de escape de la turbina (I' cerrado) y siguiendo las variaciones de entalpía del aire entre la entrada del compresor y la salida del generador de vapor de calor residual, se tiene:

$$\dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_B * h_B = \dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_C * h_C \quad \text{Ec.2.37.}$$

siendo: \dot{m}_4 ...Flujo másico de aire comprimido.

h_4 ... Entalpía del aire comprimido.

\dot{m}_5 ... Flujo másico de los gases producto de la combustión.

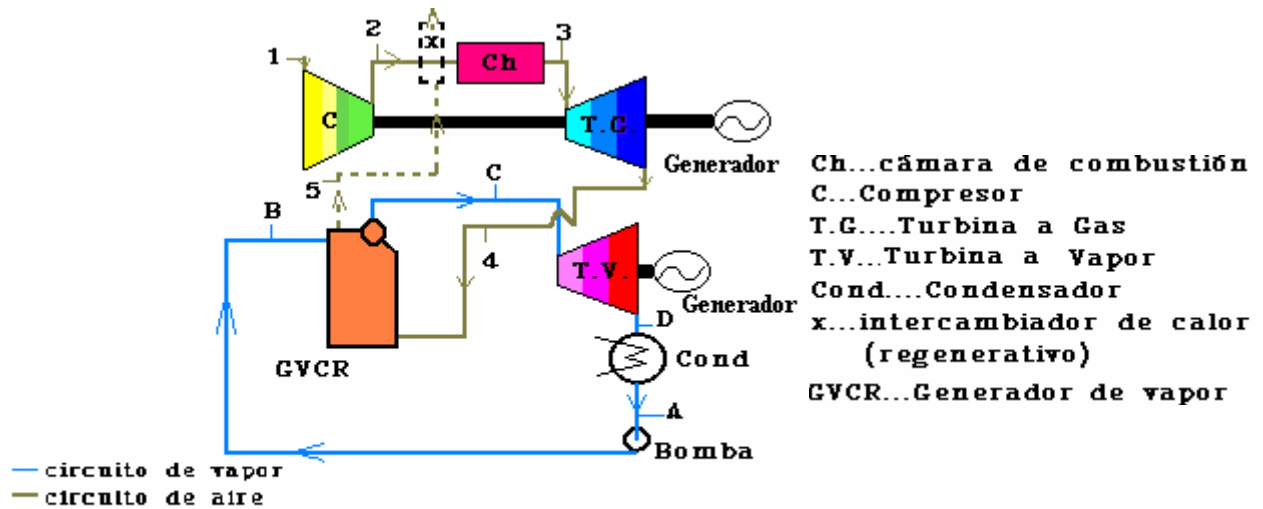
h_5 ... Entalpía de los gases producto de la combustión.

\dot{m}_B ... Flujo másico del agua a la entrada a la caldera.

h_B ... Entalpía del agua a la entrada de la caldera.

\dot{m}_C ... Flujo másico del vapor a la salida de la caldera.

h_C ... Entalpía del vapor a la salida de la caldera.



Ciclo combinado con generador de vapor de calor residual.

Figura 2.6.

Como el flujo másico de agua a la entrada del GVCR, punto B en la figura 2.6., es igual al flujo másico de vapor a la salida, punto C de la misma figura, se considera:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_C = \dot{m}_V \quad \text{Ec.2.38.}$$

De igual manera aplicamos en el flujo másico de los gases de escape de la turbina a gas a la entrada del GVCR, punto 4 en la figura 2.6., y en el flujo másico de los gases a la salida del GVCR, punto 5 de la misma figura, quedando:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_g \quad \text{Ec.2.39.}$$

Con la ec.2.32 se encuentra una relación entre el flujo de masa en el generador de vapor de calor residual:

$$\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_g} = \frac{h_4 - h_5}{h_C - h_B} \quad \text{Ec.2.40.}$$

Mientras la eficiencia térmica del ciclo combinado es conocida de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$W_{Neto} = W_{neto,Gas} + \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_g} * W_{neto,Vapor} \quad \text{Ec.2.41}$$

$W_{neto,Gas}$ especificado en la ec.2.16, (pág. 12) y $W_{neto,Vapor}$ especificado en la ec.2.26. (pág. 17).

Como sé esta realizando una transferencia de calor de un ciclo a otro, se considera la relación de flujo másico de ambos ciclos, siendo considerado para el trabajo neto del vapor que el que recibe el calor de los gases de escape de la turbina.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{Comb} * E_C \quad \text{Ec.2.42.}$$

\dot{Q}_e ... Calor específico en la cámara de combustión de la turbina a gas.

E_C ... Poder calorífico del combustible inyectado en la cámara de combustión de la turbina a gas.

$$\eta_{Cic.Combinado} = \frac{\dot{W}_{Neto}}{\dot{Q}_e} \quad \text{Ec.2.43.}$$

Para este tipo de configuración, las condiciones de entrada para la turbina a vapor, en capacidad de producción de un rendimiento óptimo, se calcula entre 1.172,11MPa(170psi) y 337,77°C(640°F) para una planta sin regenerador y 620.528,1kPa(90psi) y 265,55°C(510°F) para una planta con regeneración al 75% del rendimiento.

Si la turbina a vapor trabaja con condensación, la turbina a gas genera entre un 60%, aproximadamente, de los kW totales. El rendimiento total de la porción de la turbina a gas para un ciclo combinado con calderas de calor residual viene dado en el orden de un 60% cuando se acredita en conjunto con el vapor.

Una ventaja de esta configuración, para la industria, es la utilización directa del vapor generado en la caldera para procesos industriales en vez de ser expandido en una turbina a vapor

2.2.3.3. CICLO COMBINADO QUE USA EL ESCAPE DE LA TURBINA COMO AIRE DE COMBUSTIÓN

La turbina a gas posee un alto contenido de oxígeno en sus gases de escape (más de un 80% del contenido original en el aire), lo que permite su utilización de inyección en una caldera como aire precalentado. En este tipo de caso, se permite dimensionar la turbina a gas para que esta suministre todo el aire necesario para la combustión o solamente una parte, y el restante se suministrará por medio de ventiladores de tiro forzado, figura 2.7.

De acuerdo con la primera Ley de la Termodinámica, aplicada en la figura 2.7. al generador de vapor de calor residual (GVCR), se tiene:

$$\dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_B * h_B + \dot{m}_{Comb} * E_C = \dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_C * h_C \quad \text{Ec.2.44.}$$

siendo: \dot{m}_4 ...Flujo másico de aire comprimido.

h_4 ... Entalpía del aire comprimido.

\dot{m}_5 ... Flujo másico de los gases producto de la combustión.

h_5 ... Entalpía de los gases producto de la combustión.

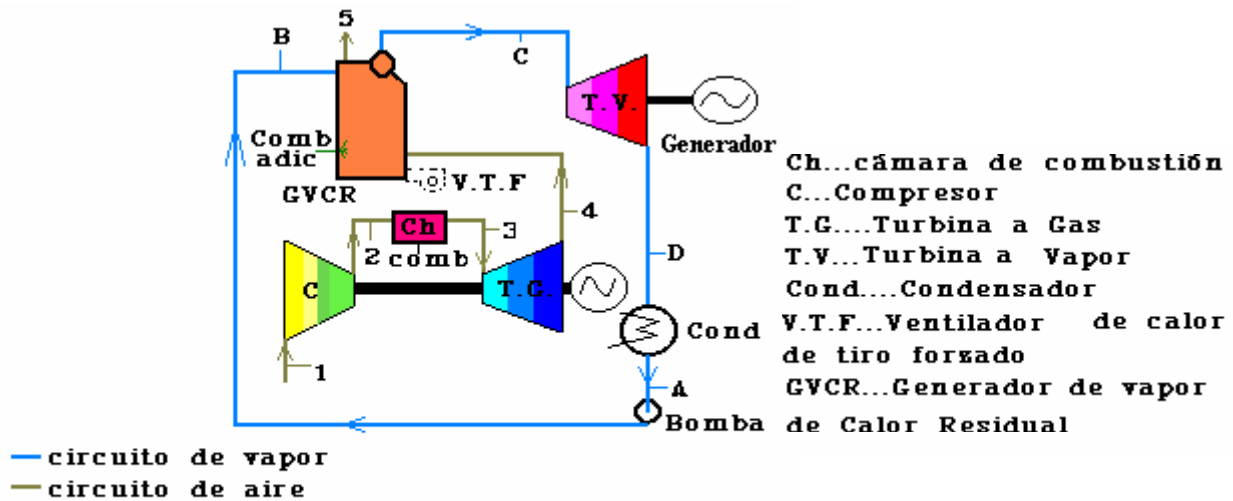
\dot{m}_{Comb} ... Flujo másico del combustible inyectado a la caldera.

E_C ... Poder calorífico del combustible.

E_C ... Poder calorífico del combustible inyectado.

\dot{m}_B ... Flujo másico del agua a la entrada a la caldera.

h_B ... Entalpía del agua a la entrada de la caldera.



Ciclo combinado con el escape de la turbina a gas como aire de combustión del hogar.

Figura 2.7.

En base a lo considerado en el ciclo combinado inmediato anterior, acerca de los flujos másicos del agua y los gases de escape de la turbina, según la figura 2.7., se estudiará esta sección análogamente, considerando las ecuaciones 2.38 y 2.39. Con la ec.2.44 se encuentra una relación entre el flujo de masa en el generador de vapor de calor residual:

$$\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_g} = \frac{h_4 - h_5}{h_C - h_B} + \frac{1}{\dot{m}_g * (h_C - h_B)} * \dot{m}_{Comb.} * E_C \quad \text{Ec.2.45.}$$

Definiendo la eficiencia del generador de vapor como la relación de flujos másicos del

vapor entre los gases de escape, $\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_g}$, se obtiene el trabajo neto del ciclo combinado:

$$W_{Neto} = W_{neto,Gas} + \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_g} * W_{neto,Vapor} \quad \text{Ec.2.46.}$$

Para considerar el trabajo existente en el ciclo, se identifica el calor inyectado en la cámara de combustión de la turbina a gas, comb. Figura 2.7., y el combustible inyectado

adicionalmente en el generador de vapor de calor residual, comb adic. Figura 2.7.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{Comb} * E_C + \dot{m}_{Comb_{adic}} * E_{C_{adic}} \quad \text{Ec.2.47.}$$

\dot{Q}_e ... Calor específico del ciclo.

\dot{m}_{Comb} ...Flujo másico del combustible inyectado en la cámara de combustión de la turbina a gas.

E_C ... Poder calorífico del combustible inyectado en la cámara de combustión de la turbina a gas.

$\dot{m}_{Comb_{adic}}$...Flujo másico del combustible inyectado adicionalmente en el generador de vapor de calor residual.

$E_{C_{adic}}$...Poder calorífico del combustible inyectado adicionalmente en el generador de vapor de calor residual.

Sustituyendo la ec.2.46 en la ec.2.47 queda

$$\eta_{Cic.Combinado} = \frac{\dot{W}_{Neto}}{\dot{Q}_e} = \frac{W_{neto,Gas} + \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_g} * W_{neto,Vapor}}{\dot{m}_{comb} * E_C + \dot{m}_{Comb_{adic}} * E_{C_{adic}}} \quad \text{Ec.2.48.}$$

Para el primer caso, la turbina a gas puede, de forma adicional, accionar un generador eléctrico, y en el segundo, una bomba de alimentación (cuya potencia represente el 2% de la potencia de la planta de vapor).

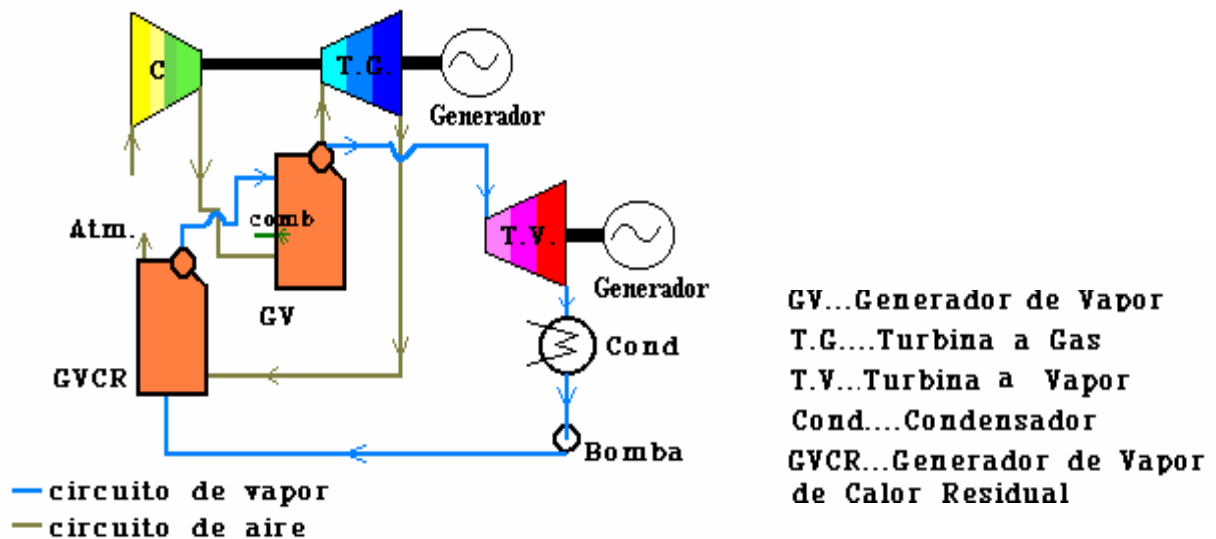
Este sistema se diferencia del inmediato anterior, en el logro de niveles de presión y de temperatura que desee el vapor. Además, con este sistema se llegaría a alcanzar un

rendimiento intermedio entre una planta de vapor convencional de un alto rendimiento y el obtenido con un ciclo combinado que use generadores de vapor de hogar a presión.

2.2.3.4. CICLO COMBINADO CON GENERADOR DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL Y CON GENERADOR DE VAPOR DE HOGAR A PRESIÓN

Este tipo de configuración de ciclo combinado consiste en incorporar dos ciclos antes descritos, representado esquemáticamente en la figura 2.8.

Este ciclo es termodinámicamente idéntico al inmediato anterior, usando combustible suplementario, pese a que no siguen la misma secuencia y solo se diferencia del anterior en el aprovechamiento de la combustión a presión y en las pequeñas diferencias de cantidad y calidad de los gases de combustión que pasan a través de la turbina a gas.



Ciclo Combinado con Generador de Vapor de Calor Residual y con Generador de Vapor de Hogar a Presión

Figura 2.8.

Este ciclo tiene un rendimiento tenuemente mejor que el obtenido por un generador de vapor de hogar a presión con regenerador para todas las temperaturas de entrada a la turbina a gas, y aventajado, considerablemente, del ciclo de vapor a altas temperaturas de

entrada a la turbina a gas [843,33°C (1550°F) ó más]. Para la última temperatura señalada, el rendimiento es mejor que el ciclo inmediato anterior sin regenerador, y levemente inferior cuando aquel ciclo se le incorpora un regenerador. Ahora, para temperaturas de entrada a la turbina a gas menores de 843,33°C(1550°F), el ciclo descrito, es superior.

2.3. EVALUACIONES DEL RENDIMIENTO EN LAS TURBINAS A GAS.

El comportamiento y características de las turbinas a gas dependen de la temperatura, humedad y presión atmosférica de la zona en donde serán instaladas, por esto el rendimiento de trabajo de las unidades debe ser calculado según ciertos factores de corrección.

El consumo específico de calor, la eficiencia térmica, la potencia y la energía generada son parámetros dependientes de las condiciones ambientales del sitio donde se produce energía eléctrica para ello es necesario utilizar factores de corrección característicos de cada turbina para así establecer la producción real de cada unidad.

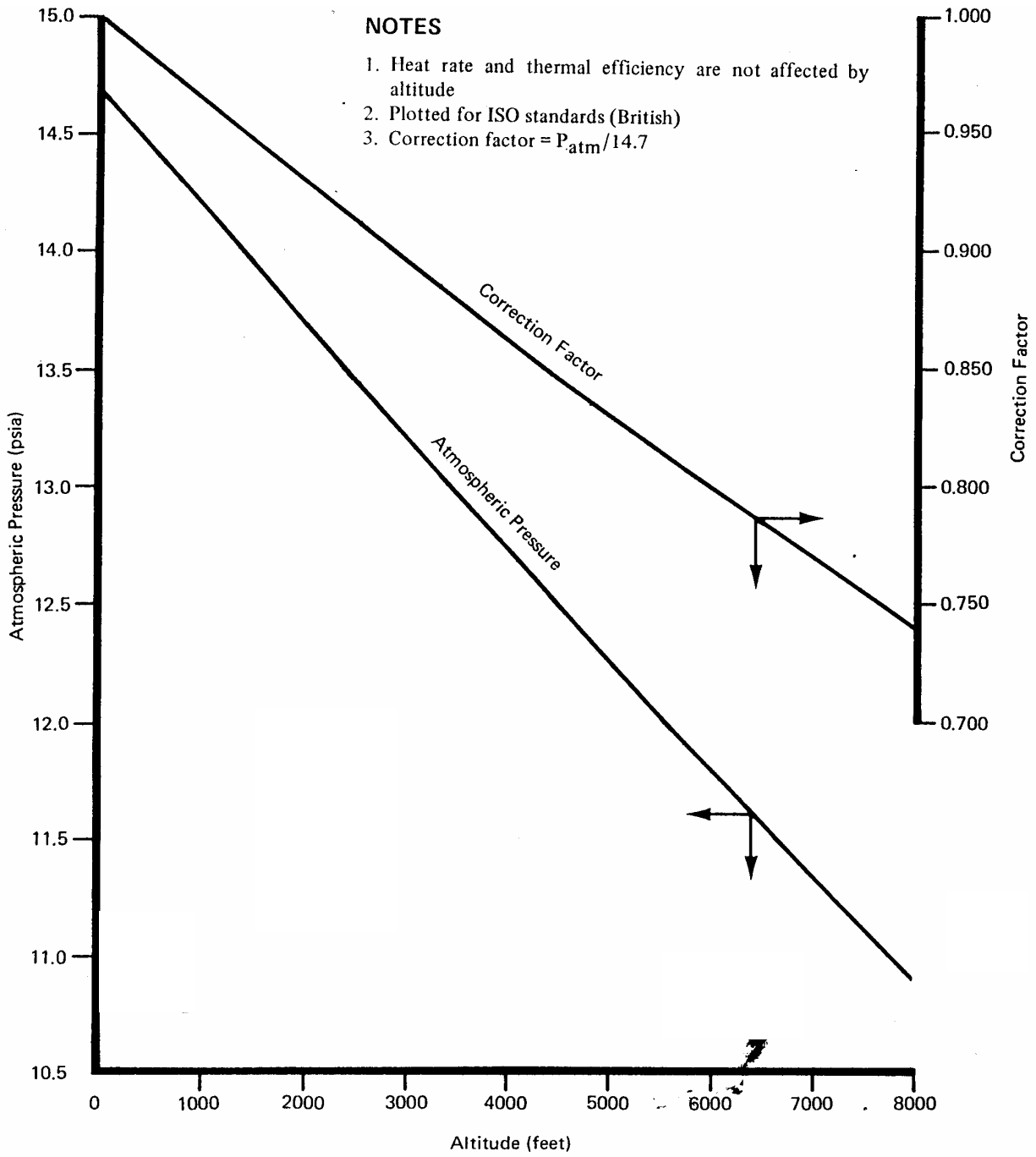
2.3.1. FACTORES DE CORRECCIÓN

Para obtener el rendimiento de las unidades instaladas en Planta Táchira, se debe evaluar la relación existente entre la energía generada y la energía suministrada. Para esto se hace muy útil la serie de estudios realizados por el fabricante de las turbinas, el cual, proporciona el gráfico 2.12, donde se muestran las Curvas Características de la unidad.

La curva característica típica permite la determinación de los factores de corrección por altitud, humedad y por efecto de la temperatura de entrada al compresor, los cuales influyen directamente sobre la potencia de salida, consumo específico de calor, flujo de aire y consumo de combustible.

Cada manual de servicio proporciona la curva característica típica de la unidad, permitiendo al acreedor la posibilidad de especificar el rendimiento de la turbina a gas

según la presión, humedad y temperatura atmosférica de la localidad donde será instalada. El fabricante se basa en una temperatura y presión establecida por las Normas ISO (International Standards Organization), con una temperatura ambiente de 15°C (59°F), 60% de la humedad relativa y una presión atmosférica a nivel del mar de 101,3kPa (14,7psia).



Curvas Características
Gráfico 2.12.

Como las condiciones de presión, humedad y temperatura del ambiente en un lugar determinado, para su mayoría, son diferentes a los valores establecidos por las condiciones ISO, se deberán realizar las debidas correcciones para obtener los valores reales de funcionamiento de las turbinas a gas. Por efecto del año de instalación de las unidades existentes en Planta Táchira, los manuales de estas turbinas a gas no contienen la información necesaria para realizar la corrección por humedad del sitio, es por esto que dicho cálculo no se explicará ni se realizará para el presente trabajo, solo se realizarán las correcciones por efecto de presión y temperatura atmosférica.

El efecto debido a la presión atmosférica es proporcional a la potencia de salida, y como la turbina a gas trabaja a volumen constante y diferencias de presiones entre la entrada y la salida, siendo superior la de la entrada, se produce la existencia de una cantidad de masa de aire superior en la entrada del compresor.

Simultáneamente, el factor de corrección por altitud y el factor de corrección por temperatura afectan la potencia de salida, el consumo específico de calor y el flujo de aire en la entrada del compresor.

2.3.1.1. FACTORES DE CORRECCIÓN POR ALTITUD

Para la determinación del factor de corrección por altitud se debe trabajar con el gráfico 2.12., donde con el valor de la altitud de la zona a ser instalada la turbina y trazando una línea vertical hasta cortar la curva de “atmospheric pressure” se obtiene la presión barométrica. Luego con la ecuación 2.49., dada por una relación de presiones, entre la presión atmosférica del lugar a ser instalada la turbina, obtenida anteriormente, y presión barométrica dada por las condiciones ISO, se obtiene el factor de corrección por altitud.

$$FC_{Altitud} = \frac{P_{ATM}}{P_{ISO}} \quad \text{Ec.2.49.}$$

donde: $FC_{Altitud}$... Factor de Corrección por Altitud
 P_{ATM} ... Presión Atmosférica lugar a ser instalada (psia)
 P_{ISO} ... Presión dada por las Normas ISO [101.352KPa(14,7psia)]

2.3.1.2. FACTORES DE CORRECCIÓN DE TEMPERATURA

Para obtener el factor de corrección por temperatura se hace necesario la utilización del gráfico 2.13., donde con el valor de la temperatura ambiente promedio del lugar a ser instalada la turbina a gas y trazando una vertical hasta interceptar la línea de “Output”, luego leyendo el valor correspondiente en el eje de las ordenadas, se determina el porcentaje de la potencia de salida a la cual trabajará la unidad (FC_{Temp}). Con el porcentaje obtenido y la ecuación 2.50. se puede conocer el factor de corrección de temperatura.

$$Pot_{real} = Pot_{ISO} * FC_{Altitud} * FC_{Temp} \quad \text{Ec.2.50.}$$

donde: Pot_{real} ... Potencia real de salida en el lugar de instalación.

Pot_{ISO} ... Potencia de salida dada según las Normas ISO.

$FC_{Altitud}$... Factor de corrección por altitud.

FC_{Temp} ... Factor de corrección por temperatura.

2.3.2. PARÁMETROS DE LA TURBINA A GAS.

La potencia dada por una turbina a gas depende de la temperatura promedio y la altitud del lugar donde será instalada. Los parámetros que definen el comportamiento de una turbina a gas, como el consumo específico de calor, eficiencia térmica, temperatura límite de escape y el rendimiento dado por la temperatura de escape, también varían con respecto a la temperatura promedio y la presión que entra el aire al compresor. A continuación se presentan los parámetros variantes, como son el consumo específico de calor (Heat Rate), eficiencia térmica, temperatura límite de escape, rendimiento dado por la temperatura límite de escape, y las ecuaciones que determinan el valor real de estos para la zona a ser instalada la turbina a gas.

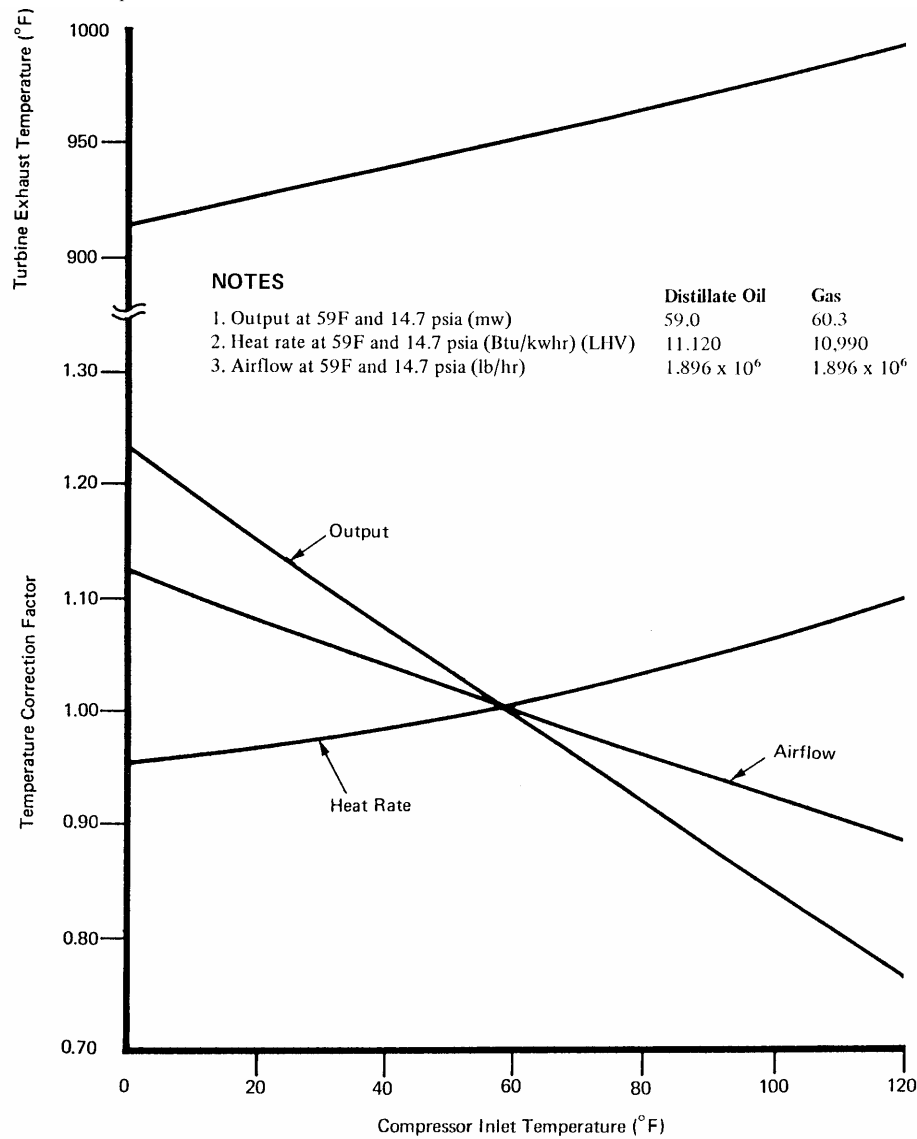
2.3.2.1. CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR

El consumo específico de calor de una turbina gas es alterado por la temperatura y altitud de la zona donde fue instalada, si estas son diferentes a las condiciones ISO, a las cuales fue diseñada la unidad. Es por este motivo, que se deberá hallar el valor real del consumo específico de calor de la unidad con la ecuación 2.51. y con el factor de corrección por

temperatura para este caso. El factor de corrección por temperatura, para el consumo específico de calor, se obtiene con la temperatura ambiente promedio en el gráfico 2.13, donde se intercepta una vertical, trazada desde el valor de la temperatura, con la curva de consumo específico de calor (Heat Rate) y en el eje de las abscisas se lee el valor correspondiente.

$$CEC_{real} = CEC_{ISO} * FC_{Temp} \tag{Ec.2.51.}$$

donde: CEC_{real} ... Consumo específico de calor real de trabajo.
 CEC_{ISO} ... Consumo específico de calor según las condiciones ISO.
 FC_{Temp} ... Factor de corrección por temperatura.



Factor de Corrección de la Temperatura
Gráfico 2.13.

2.3.2.2. EFICIENCIA TÉRMICA.

La eficiencia térmica depende directamente del consumo específico de calor corregido, donde por la ecuación 2.52. se obtiene la eficiencia de trabajo de la turbina, según las condiciones ambientales de la zona de instalación.

$$\eta = \frac{2544,5 \frac{Btu}{HP \cdot hr}}{CEC} * 100 = \frac{3412,7 \frac{Btu}{KW \cdot hr}}{CEC} * 100 \quad \text{Ec.2.52.}$$

donde: η ... Eficiencia térmica de trabajo corregida

CEC ... Consumo específico de calor.

2.3.2.3. TEMPERATURA LÍMITE DE ESCAPE

La temperatura límite de escape es proporcional a la temperatura ambiente promedio y se define como el máximo valor de temperatura alcanzado por el fluido de trabajo antes de entrar en los álabes de la turbina.

Con el gráfico 2.14 se puede determinar el valor de la temperatura límite de escape, para eso se debe conocer el valor del porcentaje de la potencia de salida del generador y la temperatura de entrada al compresor, según el lugar de trabajo, hallándose directamente por el eje de coordenadas.

2.3.2.4. RENDIMIENTO DADO POR LA TEMPERATURA DE ESCAPE.

Este rendimiento es aquel esperado por las unidades de acuerdo al comportamiento dado por la turbina, donde este dependerá directamente del valor de la temperatura de escape, explicada anteriormente.

Con el valor de la temperatura de escape (gráfico 2.13, eje de las ordenadas), se puede obtener la temperatura de entrada al compresor. Para esto se hace trazar una horizontal que pase por el punto correspondiente al valor de la temperatura de escape de la turbina a gas (eje de las ordenadas), en el punto donde la horizontal intercepta la curva de temperatura se

traza una vertical. El punto de intersección de la vertical con el eje de las abscisas señalará el valor real de la temperatura de entrada al compresor. Si esta misma vertical se intercepta con la curva de “Output” se lee en el eje de las ordenadas el porcentaje de la potencia dada por la temperatura de escape. Conocidos estos valores, en la grafica 2.14 se realiza un procedimiento análogo al anterior para determinar el porcentaje de consumo específico de calor, se traza una horizontal desde el valor de temperatura de escape hasta interceptar la curva de temperatura de entrada al compresor, allí se traza una vertical que interceptará la curva de consumo específico de calor, hallando entonces su porcentaje en el eje de las ordenadas a través de una línea horizontal que corte dicho eje. Se lee el valor del porcentaje de salida del generador extendiendo e interceptando esta vertical con el eje de las abscisas.

Con los valores hallados anteriormente y la ecuación 2.53. se obtiene la potencia dada para estas condiciones.

$$Pot = \frac{\%Pot_{salida}}{100} * Pot_{real} \quad \text{Ec.2.53.}$$

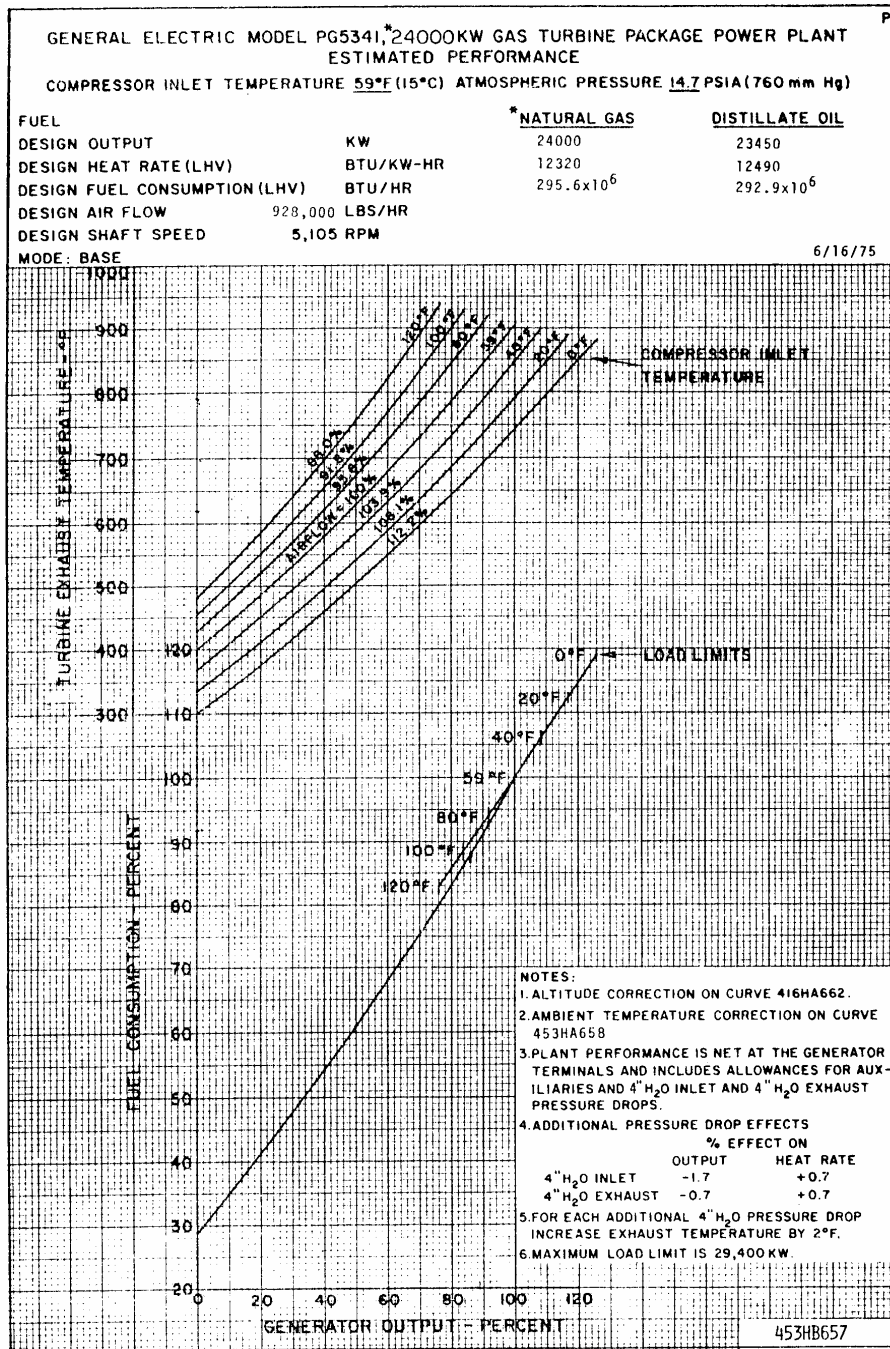
donde: Pot ... Potencia de salida dada por la temperatura de escape
 $\%Pot_{salida}$... Porcentaje de la potencia de salida (gráfico 2.13)
 Pot_{real} ... Potencia de salida real del lugar de instalación.

Conociendo el valor del consumo específico de calor real y los porcentajes obtenidos anteriormente el consumo específico de calor por la temperatura de escape se calcula a través de la ecuación 2.54:

$$CEC = \frac{\%C_{Comb}}{\%Pot_{salida}} * CEC_{real} \quad \text{Ec.2.54.}$$

donde: CEC ... Consumo específico de calor dado por la temperatura de escape.
 $\%C_{Comb}$... Porcentaje de consumo de combustible (gráfico 2.14.)
 $\%Pot_{salida}$... Porcentaje de la potencia de salida (gráfico 2.13.)
 CEC_{real} ... Consumo específico de calor real.

Con la ecuación 2.52., y el valor hallado anteriormente se puede obtener la eficiencia de la turbina a gas según el valor de la temperatura de escape.



Curvas de consumo de combustible y temperatura de entrada al compresor vs. Potencia de salida del generador.

Grafica 2.14.

2.4. CRITERIOS ECONÓMICOS

Existen diferentes métodos para determinar si un proyecto es rentable o no. Entre uno de los análisis de factibilidad económica, que permiten aceptar o rechazar una opción dentro de una serie determinada que ha aprobado los parámetros técnicos necesarios, consiste en determinar los costos asociados a la realización del proyecto o trabajo que se desea llevar a cabo, por esto un estudio de los posibles gastos e inversiones resulta vital para la correcta selección, planificación y puesta en marcha de las obras. Junto con los costos asociados, es necesario conocer la Tasa Interna de Retorno (T.I.R) de cada opción técnica aprobada. Con la T.I.R. es posible conocer el tiempo de recuperación del capital invertido, así en el caso de que el inversionista tenga dos alternativas con gastos asociados similares, se debe escoger la opción que presente mayor T.I.R.

Dentro de la planificación de una central térmica existe una gama de costos asociados, por ejemplo: costo de la inversión inicial, costo de los equipos, costo de instalación, costo de mano de obra y mantenimiento, costo de combustible, seguros, entre otros; algunos de estos, para efectos de la factibilidad económica, son generalmente supuestos, basados en centrales térmicas que se encuentran en operación, de capacidad similar a la que se planifica; otros son conseguidos en el mercado a través de distribuidores y fabricantes.

Es necesario saber los gastos que ocasionara la central en planificación, ya que de estos dependerá el costo de la energía eléctrica en barra de dicha central, el cual es un valor definitivo para la selección de una entre varias opciones en planificación, al igual que los costos mencionados anteriormente.

Muchos autores dividen los costos asociados a la central en dos ramas:

- **Costos variables:** son todos aquellos gastos directamente dependientes de la producción de energía, es decir, dependen de los kWh que genere la central. Por lo general, estos gastos permiten ser disminuidos si se mejoran las condiciones de la generación de energía o se realizan acciones administrativas en procura de este fin.

- **Costos fijos:** son todos aquellos gastos que no dependen de la producción de energía de la central. Generalmente son costos difíciles de disminuir sin sacrificar la producción de energía.

Existen otros factores a tomar en cuenta, como son los intereses pagaderos a terceros y el tiempo de vida útil de la central térmica. El primero de estos ocasiona variaciones de los gastos a lo largo del tiempo, mientras que el segundo define los gastos e inversiones anuales, al igual que la rentabilidad económica de la puesta en marcha de la planta.

2.4.1. CAPITAL

Antes de llevar a cabo una obra de cualquier tipo, se debe verificar el capital necesario para realizar la inversión inicial. Para el caso de una central termoeléctrica de ciclo combinado deben ser considerados los siguientes componentes dentro de los costos globales que formaran el capital a invertir inicialmente:

- **Costo de las obras civiles y electromecánicas:** que comprende todos los suministros, obras, materias primas, montajes, transporte, seguros, etc., será señalado con Cc, este puede ser igualado al costo de instalación de los equipos que proporciona el fabricante o distribuidor de los mismos.
- **Costo residual:** este es el valor que se supone tendrán los rezagos de la central el día que se decida sacarla de servicio al finalizar su vida útil, dicho valor es de estimación muy incierta, será llamado Co.
- **Costo de ampliaciones:** es la parte del capital necesario para las obras de ampliación y desarrollo previstas a la fecha de ejecución de la central, debe considerarse debido a que la construcción se realiza, muchas veces, por etapas y cada etapa según el inversionista, puede representar una ampliación de la ya existente, será indicado por Ca.

Por tanto el capital o inversión inicial a tener en cuenta como costo de la central térmica, sin tener en cuenta aspectos de carácter político, financieros y contables, puede ser expresado como:

$$C = C_c - C_o + C_a \quad \text{Ec. 2.55.}$$

donde:

C ... Costo del capital.

C_c ... Costo de las obras civiles y electromecánicas.

C_o ... Costo residual.

C_a ... Costo de ampliaciones.

Si existe una parte del costo que será pagada a plazos, se debe agregar el monto a cancelar por los intereses de la financiación, en los casos más sencillos este monto es calculado como sigue:

$$I = 0,5 * C_{fin} * i * (n + 1) \quad \text{Ec. 2.56.}$$

donde:

I ... Sumatoria de todos los intereses.

i... Tasa de interés, como valor decimal.

n... años de cancelación del plazo.

C_{fin} ... pagos escalonados con financiación (cuotas de capital).

Suponiendo que la central pierde valor en el tiempo bajo una depreciación lineal, el costo por depreciación, que es el valor agregado para tener en cuenta los fondos necesarios el día que se reponga la vieja central por una nueva, se calcula como se muestra a continuación:

$$C_{Deprec} = \frac{C - C_o}{V} \quad \text{Ec. 2.57.}$$

donde:

C_{Deprec} ... Costo de depreciación.

C ... Capital.

C_o ... Costo residual.

V ... Vida útil.

Al suponer un costo residual igual a cero, es decir, que la central no tendrá valor alguno al cabo de su vida útil, la ecuación 2.57 se escribe como:

$$C_{Deprec} = \frac{C}{V} \quad \text{Ec. 2.58.}$$

2.4.2 COSTO ESPECÍFICO DE LA ENERGÍA GENERADA DE LA CENTRAL

El costo específico de la energía generada de la central no es otra cosa que, lo que cuesta para la central generar un kWh. Esto se expresa como el costo total anual (CT) dividido por la energía generada (E_g) de la misma. Ver ecuación 2.59.:

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g} \quad \text{Ec. 2.59.}$$

donde:

ceeg ... Costo específico de la energía generada de la central.

CTA ... Costo total.

E_g ... Energía generada.

El costo total aparecido en la ecuación anterior es la suma de los costos fijos anuales y costos variables anuales de la central, es decir:

$$CTA = CFA + CVA \quad \text{Ec. 2.60.}$$

donde:

CFA = Costo fijo anual.

CVA= Costo variable anual.

A su vez el costo fijo anual se calcula por la ecuación 2.61:

$$CFA = C * F_{Cap.Anual} + C_{Deprec} \quad \text{Ec. 2.61}$$

donde:

C ... Capital

$F_{\text{Cap. Anual}}$... Factor de capitalización anual.

C_{Deprec} ... Costo de depreciación.

Mientras el costo variable anual es representado por la sumatoria:

$$CVA = C_{\text{Comb}} + C_{\text{Peaje}} + C_{\text{Oper, Mant}} \quad \text{Ec. 2.62}$$

donde:

C_{Comb} ... Costo del combustible.

C_{Peaje} ... Costo del peaje.

$C_{\text{Oper, Mant}}$... Costo de operación y mantenimiento.

Para determinar el costo del combustible resulta conveniente considerar el precio de su traslado hasta la central, de esto que el gasto a incurrir por el combustible se exprese como:

$$C_{\text{Comb}} = d + t_d \quad \text{Ec. 2.63.}$$

donde:

C_{Comb} ... Costo del combustible.

d ... Costo del combustible en destilería.

t_d ... Costo del transporte hasta la central.

Si adicional a esto, se debe pagar algún tipo de impuesto o flete por el combustible, es importante considerarlo, como se observa en la ecuación 2.62., y será llamado costo de flete (C_{Peaje}).

Si se posee información sobre el consumo de lubricante es posible calcular los costos por este concepto, de forma similar al cálculo del costo de combustible.

En cuanto a los costos de operación y mantenimiento ($C_{Oper,Mant}$) los fabricantes y distribuidores de los equipos poseen valores estimados de estos para distintas potencias de instalación, así mismo se puede encontrar valores referenciales en la literatura especializada. En caso de no poseer esta información se puede recurrir a hacer la similitud con centrales de capacidad similar a la que se planifica. Además de estas operaciones, los costos de operación incluyen los costos de mano de obra para la operación de la planta y del mantenimiento, más los gastos necesarios para los abastecimientos requeridos para la operación y mantenimiento. Este costo por mano de obra (salario) dado por la sumatoria del salario de cada persona, se le debe agregar las cargas sociales, es decir, los costos por seguros, préstamos.

2.4.3 VALOR ACTUAL NETO

El Valor Actual Neto ó también llamado Valor Presente Neto (VPN), es el valor presente de algo, es lo que vale un flujo hoy (ingreso o egreso). Primero que nada, se debe tener claro que un flujo de caja de una inversión, es el dinero que entra o sale como resultado de realizar una inversión. Para la actualización del flujo, debemos utilizar una tasa que simbolice el costo de capital, es decir, cuanto cuesta por período el tener inmovilizado el capital, este costo se puede calcular, en forma básica, considerando la tasa a la cual se puede depositar más el riesgo de la inversión. Cuando se evalúa una inversión, lo que se hace, es comparar los gastos (inversiones), con los beneficios (flujos) que esta entregará con el paso del tiempo.

Básicamente el concepto de valor actual neto, lo que busca es actualizar, o traer al presente, los flujos futuros de caja, y descontarle el valor de la Inversión Inicial. La forma de actualizar los flujos futuros es traer cada costo futuro al presente a lo largo de cada año que durará el proyecto, esto se hace a través de la siguiente formula:

$$VAN = -C + \frac{FC_1}{(1+r)^1} + \frac{FC_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{FC_n}{(1+r)^n} \quad \text{Ec. 2.64.}$$

donde:

C ... Capital inicial invertido.

FC ... flujos de caja, correspondiente a cada año (1,2,...,n)

n ... número de años (1,2,...,n)

r ... Tasa de interés

Los criterios que se utilizan para el análisis de proyectos a través del método del valor presente neto, o valor actual neto, es el siguiente:

- Si $VAN > 0$: El proyecto es rentable, quiere decir que el valor actual de flujo de ingresos es mayor al valor del flujo de egresos, lo que origina una ganancia para el inversionista.
- Si $VAN < 0$: El proyecto no es rentable, quiere decir que el valor actual de flujo de los egresos es mayor al valor actual del flujo de ingresos, ocasionando así una pérdida de dinero para el inversionista.

Si se desea seleccionar una opción, entre varias, a través de este método, se debe seleccionar la opción que presente mayor valor actual neto

2.4.4 TASA INTERNA DE RETORNO

La tasa interna de retorno se define como la tasa de actualización que hace que el valor actual neto sea igual a cero, representa la rentabilidad media del dinero utilizado en el proyecto durante toda su duración, expresada en la siguiente ecuación:

$$VAN = -C + \frac{FC_1}{(1+r)^1} + \frac{FC_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{FC_n}{(1+r)^n} = 0 \quad \text{Ec. 2.65.}$$

donde:

r = Tasa interna de retorno.

El cálculo de la tasa interna de retorno (TIR) es realizado por interpolación lineal, tomando dos tasas de interés lo suficientemente próximas (alrededor de cinco puntos de diferencia) y calculando el valor actual neto para cada una, hasta encontrar dos tasas que encierren un VAN igual a cero, en este punto se realiza la interpolación lineal para hallar la TIR del proyecto.

Una vez obtenida la tasa interna de retorno del proyecto, el criterio a seguir para aceptar el proyecto es:

- Si se tiene una tasa de interés menor a la tasa interna de retorno, el proyecto puede ser aceptado.
- Si se tiene una tasa de interés mayor a la tasa interna de retorno, el proyecto debe rechazarse.

Los resultados del análisis permiten comparar proyectos independientes de naturaleza y objetivos diferentes, en función de sus respectivas TIR, priorizar proyectos con iguales objetivos y hacer comparaciones entre proyectos similares en distintos periodos.

Otro factor a tomar en cuenta para el análisis económico de un proyecto es el Periodo de Retorno de la Inversión, que se define como el período que tarda en recuperarse la inversión inicial a través de los flujos de caja generados por el proyecto, la inversión se recupera en el año en el cual los flujos de caja acumulados superan a la inversión inicial (capital).

Al igual se debe considerar la Relación beneficio-costos, definida como el cociente entre el valor actual de todos los beneficios y el valor actual de todos los costos a lo largo del tiempo, es decir:

$$R_{B/C} = \frac{VAB}{VAG} = \frac{B + \frac{B_1}{(1+r)^1} + \frac{B_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{Bn}{(1+r)^n}}{G + \frac{G_1}{(1+r)^1} + \frac{G_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{Gn}{(1+r)^n}} \quad \text{Ec. 2.66.}$$

donde:

$R_{B/C}$... Relación beneficio-costo.

VAB ... Valor actual neto de todos los beneficios.

VAG ... Valor actual neto de todos los costos.

B ... Beneficios en los años 1,2,...,n.

G = Costos en los años 1,2,...,n.

r.... Tasa de interés.

n.... Años.

Para que el proyecto sea aceptable la relación beneficio-costo debe ser igual o mayor a la unidad, si es igual indica que el valor presente neto del proyecto es igual a cero, si es menor significa que no se recuperará la inversión realizada. Esta relación permite ver si el proyecto es bueno o no, pero no es confiable para elegir entre varias alternativas ya que no toma en cuenta el tamaño del proyecto.

La relación beneficio-costo varía en función de la tasa de actualización, cuanto mayor sea esta, menor será la relación y viceversa, por lo que se debe tener en cuenta que una tasa demasiado alta ocasionará que la relación beneficio-costo sea menor que la unidad, haciendo que el proyecto no sea rentable.



Capítulo 3.

Central Termoeléctrica Planta Táchira

3.1. GENERALIDADES

En este capítulo se describirá la distribución de las turbinas a gas existentes en Planta Táchira, actualmente, considerando las edificaciones, sistemas, áreas ocupadas, entre otros. Además se especificarán los tipos de turbinas instaladas a considerar para la realización del ciclo combinado, según el sector al que pertenezcan, marca, capacidad y condición operativa de las mismas.

3.2. CONDICIONES GENERALES DE PLANTA TÁCHIRA

De acuerdo con las características propias de Planta Táchira se puede realizar un estudio de la misma, por lo que se hace necesario la elaboración de una breve reseña acerca de la Planta, donde se pueda apreciar cada una de las edificaciones que la conforman, las unidades instaladas, en funcionamiento ó deshabilitadas, y la posibilidad de un planteamiento de instalación de un ciclo combinado.

3.2.1. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LA PLANTA

Planta Táchira se encuentra ubicada en Venezuela específicamente en el Estado Táchira, en la población de la Fría, Distrito García Hevia, vía Panamericana a orillas del río La Grita, zona norte del Estado, a una altura promedio sobre el nivel del mar de 114 metros y a una temperatura ambiente promedio de 30°C. Esta Planta se encuentra adscrita a la División de Gerencia Occidental en la Gerencia de Generación de Valera-Estado Trujillo, de la cual depende administrativa y funcionalmente.



Estado Táchira
Figura 3.1.

Planta Táchira forma parte del conjunto de Plantas Generadoras de Energía Eléctrica perteneciente a la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (C.A.D.A.F.E.), la que tiene como misión generar, transmitir y comercializar energía eléctrica a través de todo el país.

La Planta cuenta con quince (15) unidades generadoras de energía eléctrica, integrada por dos (2) turbinas a vapor de 12.5Mw, cada una, desincorporadas, y ocho (8) turbinas a gas, divididas en: 3 de 15Mw cada una, desincorporadas, y 5 de 20Mw cada una, con una potencia total instalada de 170Mw, en Planta Vieja Táchira; luego se tiene una (1) turbina a gas de 70Mw y cuatro (4) turbinas a gas de 20Mw cada una, con un total de 150Mw instalados en Ampliación Planta Táchira, para una capacidad total instalada de 320Mw, al no considerar las unidades desincorporadas se tendrán 250Mw instalados.

Planta Táchira cuenta con, aproximadamente, setenta (70) hectáreas de extensión de terreno, dividido en dos (2) áreas de producción:

- I. Planta Vieja Táchira, cuya fecha de inicio es 1960, originalmente llevo el nombre de Planta Termoeléctrica de La Fría 1, consta de diferentes edificaciones distribuidas de la siguiente manera:
- ◆ Edificio sede principal (oficinas administrativas)
 - ◆ Recepción y trasiego de combustible.
 - ◆ Siete (7) unidades centrifugadoras.
 - ◆ Trece (13) tanques de almacenamiento de combustible.
 - ◆ Sistema de tratamiento de recuperación de fluentes líquidos API
 - ◆ Sistema de tratamiento de aguas blancas.
 - ◆ Areas de talleres
 - ◆ Area de almacén.
 - ◆ Edificio anexo para dos (2) turbinas a vapor de 12.5MW, cada una.
 - ◆ Ocho (8) turbina a gas: 3 de 15 MW y 5 de 20MW, cada una.
 - ◆ Una (1) subestación eléctrica.
 - ◆ Una (1) subestación de gas.
- II. La capacidad instalada de Ampliación Planta Táchira, fue realizada con la finalidad de aumentar la potencia dada por el primer sector. Dentro de esta división se encuentran las siguientes instalaciones:
- ◆ Sala de operaciones.
 - ◆ Una (1) subestación eléctrica.
 - ◆ Un (1) tanque de almacenamiento de combustible.
 - ◆ Cinco (5) unidades de generación turbinas a gas, 4 de 20MW cada una y 1 de 70MW.
 - ◆ Un (1) helipuerto.

Existen además una serie de sistemas auxiliares asociados para lograr la generación de energía confiable al sistema interconectado occidental, de acuerdo al régimen de operación exigido por el despacho de carga. Entre estos sistemas se pueden citar:

- Sistema de combustible líquido (gasoil)

- Sistema de combustible gaseoso (gas natural).
- Sistema de tratamiento de agua.
- Sistema de aire comprimido.
- Sistema eléctrico interno de corriente alterna (A/C) y corriente continua (C/C).

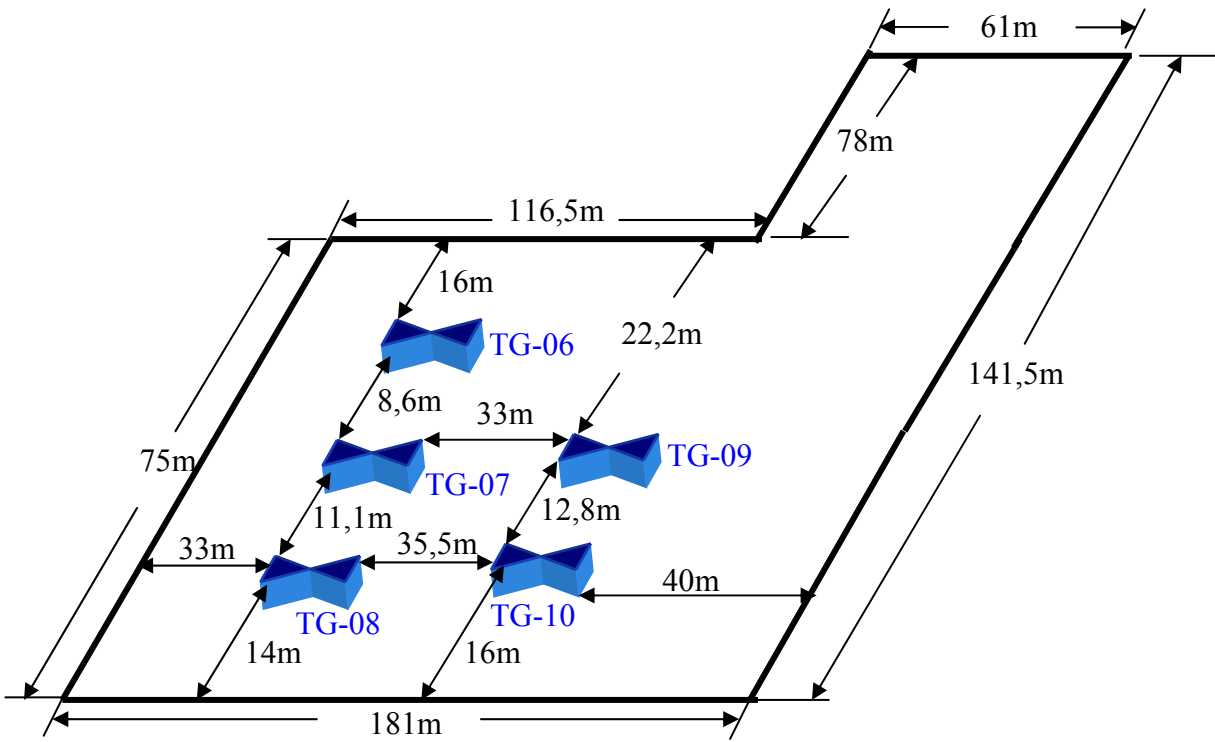
3.2.2. ÁREA DISPONIBLE PARA LA IMPLANTACIÓN DEL CICLO COMBINADO.


Para la instalación del ciclo combinado se necesita un área disponible donde colocar los equipos, estos son los generadores de vapor de calor residual a ser instalados en cada turbina a gas, las turbinas a vapor, los condensadores, el sistema de enfriamiento del agua para la condensación (si es necesario) y los sistemas auxiliares necesarios para el funcionamiento de dicho ciclo, por esto se debe conocer el área libre para la construcción con la que cuenta Planta Táchira, al mismo tiempo que el dimensionamiento de los equipos, haciendo posible realizar la factibilidad física de la instalación del ciclo combinado asumiendo el siguiente criterio:

- Si el área disponible en la planta para la construcción es mayor al área necesaria para la colocación de equipos, entonces, es posible determinar una disposición o arreglo de estos equipos que permita la colocación del ciclo combinado.
- Por otro lado, si el área disponible en la planta para la construcción es menor que el área necesaria para la colocación de equipos, se tendrá una limitante física que hace a la implantación de ciclos combinados no factible.

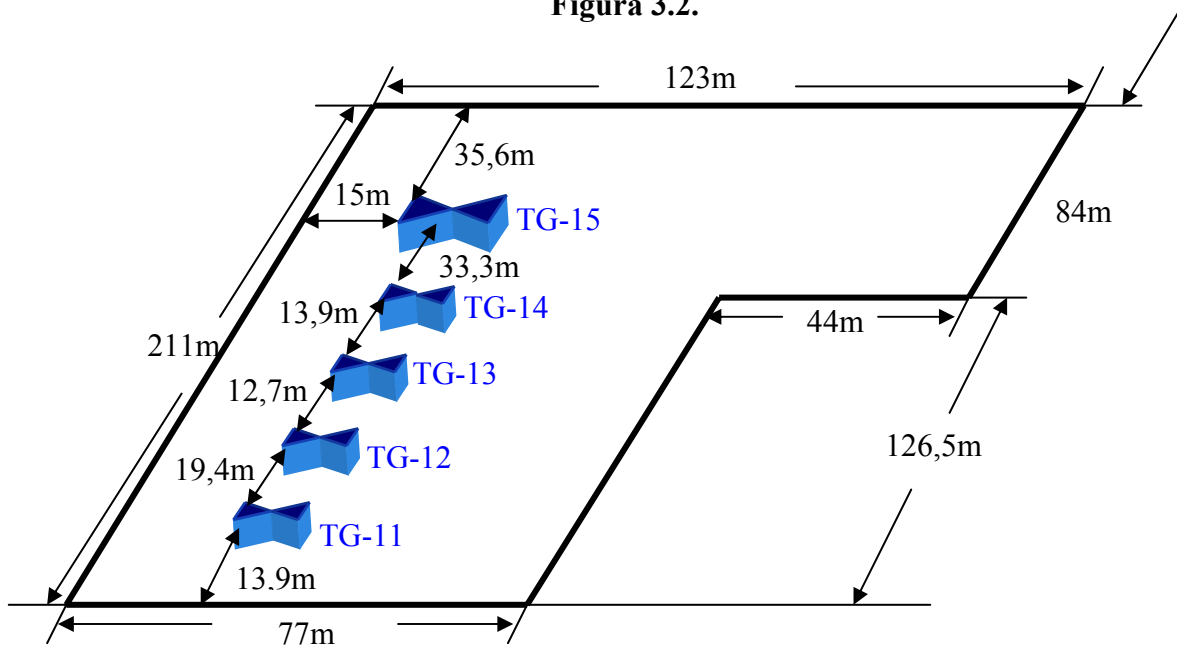
El área para la colocación de los equipos, que a la larga constituirán el ciclo combinado, debe estar cercana a las turbinas a gas de lo contrario se ocasionaran pérdidas a través de las tuberías que trasladen el gas de escape, y lo mismo sucederá con las tuberías de vapor, originando, gastos por el uso de aislantes.


Planta Táchira dispone de un área aproximada para la implantación de ciclos combinados representada en las figuras 3.2 y 3.3:



 TG (06,07,08,09,10) : Turbina a Gas y numeración respectiva

Planta Vieja Táchira
Figura 3.2.



 TG (11,12,13,14,15) : Turbina a Gas y numeración respectiva.

Ampliación Táchira
Figura 3.3.

3.3. CARACTERÍSTICAS Y CONDICIONES DE LAS TURBINAS EXISTENTES

Las turbinas instaladas en Planta Táchira se encuentran ubicadas en sectores diferentes de la Planta, donde diez (10) de estas se encuentran en Planta Vieja Táchira y las cinco (5) restantes se encuentran ubicadas en Ampliación Planta Táchira. A continuación se describirá, de forma más detallada cada uno de estos sectores de producción.

3.3.1. PLANTA VIEJA TÁCHIRA 1

Las unidades de generación de potencia de Planta Vieja Táchira 1, como se menciono anteriormente, constan de dos (2) turbinas a vapor, de capacidades de 12.5MW cada una, desincorporadas desde el año 1986. En este sector también se encuentran instaladas trece (13) turbinas a gas, que de acuerdo con el orden asignado de numeración, las unidades a vapor corresponden los números uno (1) y dos (2),



Planta Vieja Táchira 1
Figura 3.4.

respectivamente, mientras las turbinas a gas se encuentran enumeradas a partir del tres (3) en adelante. Así se tiene, que en esta subestación se encuentran instaladas las turbinas a gas desde la tres (TG-3) hasta la diez (TG-10). Las unidades TG-3, TG-4 y TG-5 de capacidad máxima de 15 MW fueron desincorporadas desde 1986 y la última en 1987, respectivamente.

Seguidamente se presentan algunas especificaciones principales de las turbinas a gas, desde la número seis (TG-06) hasta la diez (TG-10), de Planta Vieja Táchira 1:

Unidad TG-06

Marca	General Electric
Serial	E-245188
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1978
Capacidad Nominal	20.231kW
Capacidad Efectiva	0 kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Esta unidad actualmente se encuentra fuera de servicio, desde el 22 de Noviembre de 1997.



TG-06
Figura 3.5.

Unidad TG-07

Marca	General Electric
Serial	E-24518
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1978
Capacidad Nominal	20.231kW
Capacidad Efectiva	14.000kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Se encuentra en funcionamiento, con más de un 60% de la capacidad nominal



TG-07
Figura 3.6.

Unidad TG-08

Marca	General Electric
Serial	E-245.087
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1978
Capacidad Nominal	20.231kW
Capacidad Efectiva	14.000kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Se encuentra en servicio actualmente.



TG-08
Figura 3.7

Unidad TG-09

Marca	Hitachi
Serial	964.741
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1981
Capacidad Nominal	20.594kW
Capacidad Efectiva	0 kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Se encuentra fuera de servicio.



TG-09
Figura 3.8

Unidad TG-10

Marca	Hitachi
Serial	964.761
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1981
Capacidad Nominal	20.594kW
Capacidad Efectiva	17.000kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Se encuentra en servicio, con más de un 60% de su capacidad nominal.



TG-10
Figura 3.9.

En resumen se tiene la tabla 3.1., donde se presenta las condiciones principales de las turbinas a gas de Planta Vieja Táchira.

Turbogas	Tipo	Capacidad Nominal(kW)	Capacidad Efectiva(kW)	Combustible Utilizado	Condición Actual
TG-06	MS-5001P	20,231	0	Gas-oil	Fuera de servicio
TG-07	MS-5001P	20,231	14	Gas-oil	En Servicio
TG-08	MS-5001P	20,231	14	Gas-oil	En Servicio
TG-09	MS-5001P	20,594	0	Gas-oil	Fuera de servicio
TG-10	MS-5001P	20,594	17	Gas-oil	En Servicio

Resumen de las condiciones principales de las Turbinas a gas de Planta Vieja Táchira
Tabla 3.1.

3.3.2. AMPLIACIÓN PLANTA TÁCHIRA

Ampliación Planta Táchira, mostrada en la figura 3.10, se encuentra conformada por las turbinas a gas once (TG-11) hasta la quince (TG-15), a continuación se presentan las características principales al igual que las unidades de Ampliación Planta Táchira:



Ampliación Planta Táchira
Figura 3.10.

Unidad TG-11

Marca	Hitachi
Serial	964.771
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1986
Capacidad Nominal	20.594kW
Capacidad Efectiva	0 kW
Combustible Utilizado	Gas-oil



TG-11
Figura 3.11

Fuera de servicio

Unidad TG-12

Marca	Hitachi
Serial	964.991
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1986
Capacidad Nominal	20.594kW
Capacidad Efectiva	0 kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Fuera de servicio



TG-12
Figura 3.12

Unidad TG-13

Marca	AEG-KANIS
Serial	244.776
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1986
Capacidad Nominal	20.231kW
Capacidad Efectiva	0 kW
Combustible Utilizado	Gas-oil



TG-13
Figura 3.13

Fue parada desde el 25 de enero de 1989, por la ausencia del campo del rotor del generador. Esta unidad ha sido desmantelada de algunas de sus partes importantes, de esta manera, se han reparado otras unidades que han tenido fallas. Entre algunas de las partes que le faltan a la unidad número 13 tenemos:

- *Rotor compresor-turbina.
- *Rotor generador.
- *Ductos de admisión de aire.
- *Chimenea.
- *Motor de arranque.

Unidad TG-14

Marca	AEG-KANIS
Serial	224.745
Tipo	MS-5001P
Fecha de instalación	1986
Capacidad Nominal	20.231kW
Capacidad Efectiva	17.000kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Se encuentra en servicio actualmente

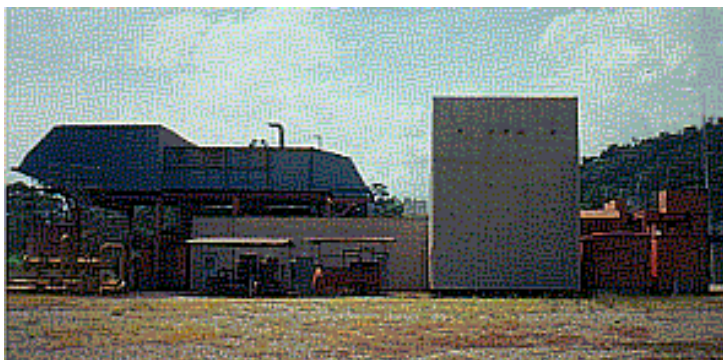


TG-14
Figura 3.14.

Unidad TG-15

Marca	General Electric
Serial	281.959
Tipo	MS-7001E
Fecha de instalación	1986
Capacidad Nominal	70.000kW
Capacidad Efectiva	0 kW
Combustible Utilizado	Gas-oil

Actualmente se encuentra fuera de servicio.



TG-15
Figura 3.15.

La tabla 3.2. presenta en resumen las condiciones principales de las turbinas a gas ubicadas en Ampliación Táchira.

Turbogas	Tipo	Capacidad Nominal(kW)	Capacidad Efectiva(kW)	Combustible Utilizado	Condición Actual
TG-11	MS-5001P	20,231	0	Gas-oil	Fuera de servicio
TG-12	MS-5001P	20,231	0	Gas-oil	Fuera de Servicio
TG-13	MS-5001P	20,231	0	Gas-oil	Fuera de servicio
TG-14	MS-5001P	20,594	17	Gas-oil	En Servicio
TG-15	MS-7001E	70.000	0	Gas-oil	Fuera de servicio

Resumen de las condiciones principales de las Turbinas a gas de Ampliación Planta Táchira
Tabla 3.2.

3.4. SISTEMAS AUXILIARES DE LA PLANTA

Planta Táchira se conforma de las edificaciones antes mencionadas, y de sistemas auxiliares que integran el funcionamiento apropiado para la generación y transformación de la energía. A continuación se mencionan los elementos auxiliares existentes en Planta Táchira:

⊕ Sistema de suministro de Energía Eléctrica de Emergencia

Se dispone de un motor diesel de emergencia para la caída total de la Planta, de acuerdo con las siguientes características:

Marca	MGO
Tipo	V125HR
R.P.M.	1200
Año/inst.	1957

Alternador

Tipo	AVT61B
Frecuencia	60HZ
R.P.M.	1200
Voltaje	380/220V
Amperios	350
Trifásico	

⊕ **Sistema Auxiliares de Corriente Continua (CC)**

La Planta cuenta con bancos de baterías para satisfacer las necesidades de apertura y cierre de interruptores.

Dicho banco de baterías esta distribuido en dos subestaciones, la primera se encuentra ubicada en Planta Vieja Táchira con diecinueve (19) baterías de 6 Voltios cada una. La segunda subestación esta ubicada en Ampliación Planta Táchira con cincuenta y ocho (58) baterías de 2 Voltios cada una.

Del mismo modo todos los grupos generadores (turbinas a gas) incluyen su propio banco de treinta (30) baterías de 12 Voltios cada una.

⊕ **Sistemas Auxiliares de Corriente Alterna (CA)**

Existe en la subestación 115KV. lo siguiente:

- ⊕ Un (1) transformador de 13.8/34.5KV de 7.5 MVA
- ⊕ Un (1) transformador de 34.5/115 KV de 20 MVA.

Mediante cables de potencia se lleva 13.8 KV a la subestación interior de la central. Aquí un (1) transformador de 13.8 KV/380 V y 1000 KVA alimenta una barra de 380 voltios para ser distribuidos a diferentes unidades, como son:

- a. Bombas de gas-oil.
- b. Bombas auxiliares de aceite, virador, calentadores de alternador.
- c. Compresores de aire de regulación y secadores.
- d. Bombas de petróleo.
- e. Compresores de aire de disyuntores.
- f. Alimentación de grúas de 5 y 25 toneladas.
- g. Transformador de alumbrado de 150 KVA 380/220 voltios, aires acondicionados.

⊕ **Sistema de Descarga de Gas-oil (subestación de descarga del gasoil)**

Los tanques cisternas descargan directamente el gas-oil. Cuatro (4) bombas son accionadas por motores de 10 HP/230 V y un sistema de filtrado antes y después, descargando el gasoil a los tanques de almacenamiento N°10, 11 y 12, luego es centrifugado y almacenado en el tanque N°13, para ser trasegado en forma automática o manual, y previamente filtrado a los tanques N° 6, 7, 8 y 9 que son destinados al consumo diario, hasta las turbinas a gas. Como se puede ver en el esquema 3.1.

⊕ **Sistema de Descarga del Gas (subestación de descarga del gas)**

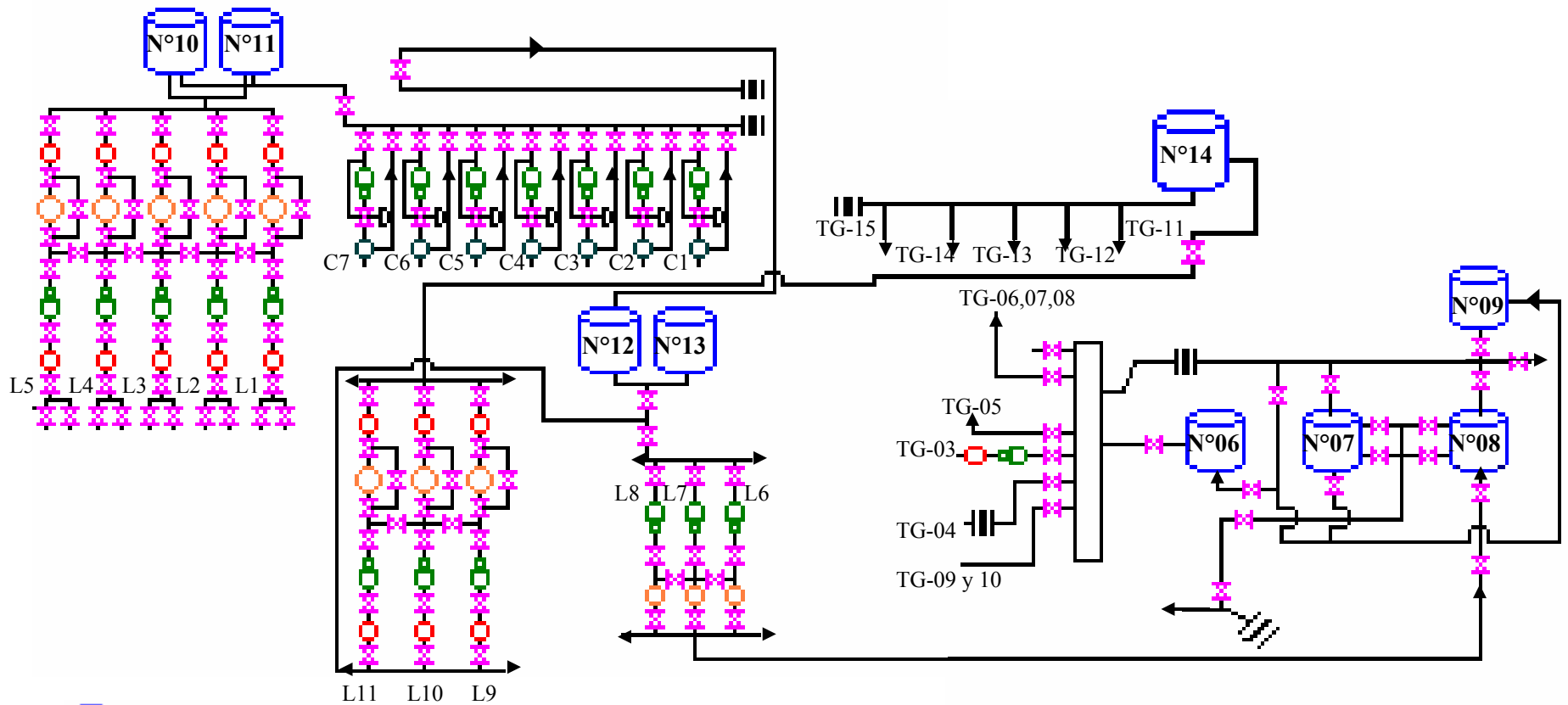
La compañía CORPOVEN estuvo a cargo del suministro de gas a la Planta, el cual se llevo a cabo a través de un gasoducto proveniente del Edo. Zulia hasta la subestación interna en la central, pasando a través de un separador líquido, y luego hacia las turbinas a gas N°9, 10, 11 y 12; y otra línea alimentadora de las unidades N°3, 4, 5, 6, 7 y 8.







Cada separador posee una línea de recolección del líquido que posteriormente se dirige al quemador, a excepción de las unidades N°6, 7 y 8, que poseen sus propios separadores.

⊕ **Sistema de Centrifugado**

Para la purificación del gasoil, eliminación de sedimentos y agua indeseable, se cuenta con siete (7) unidades centrifugadoras, definidas:

Marca	Alfa Laval
Tipo	WHPX-513 TGD-20
Capacidad	13.000 l/h



-  **Tanque**
-  **Vavula check**
-  **Contador**
-  **Bomba centrifuga**
-  **Filtro**
-  **Centrifugadora**

Leyenda

N°06,07,08,09,10,11,12,13,14... Numeración de los Tanques, respectivamente

TG-03,04,05,06,07,08,09,10,11,12,13,14,15.. Numeración de las turbinas a gas, correspondientes

C1,C2,C3,C4,C5,C6,C7... Numeración de las Centrifugadoras

L1,L2,L3,L4,L5,L6,L7,L8,L9,L10,L11...Numeración de las Líneas

Distribución del Combustible en Planta Táchira
Esquema 3.1.

⊕ **Sistema Contra Incendios**

La Planta cuenta con sistemas contra incendios para casos de emergencia. Cada uno de estos sistemas se encuentran distribuidos de forma estratégica, para garantizar la seguridad tanto a los trabajadores como a los equipos en funcionamiento. A continuación se señalan los espacios seleccionados para la ubicación de los sistemas contra incendio.

a. Turbinas a gas

El sistema contra incendios se encuentra distribuido en lugares estratégicos de las turbinas, con sistemas de extinción compuestos de equipos portátiles de CO₂, así como carros de polvo químico. Este tipo de sistema también es ubicado en la subestación eléctrica y en los tanques de combustible. Además se cuenta con una red de agua e hidratante, con capacidades de reserva de 300 m³ de agua.

b. Edificación General

El edificio general, el almacén, el taller, la subestación de centrifugado, la subestación de gas, la subestación de petróleo, se encuentran equipadas por equipos portátiles de CO₂ y carros de polvo químico.

⊕ **Sistema de Suministro de Agua**

El suministro de agua a la Planta proviene del río La Grita, que circula cerca de los límites de la planta.

El río La Grita posee una longitud de 721.517 metros a una altitud de 125 metros sobre el nivel del mar. Los caudales de este río, de acuerdo con los estudios realizados por el Ministerio del Ambiente en la Dirección de Hidrología y Meteorología para el periodo anual de 1968 a 1976, siendo el último año el estudio realizado más reciente, se presentan en la tabla 3.3., donde se tienen los gastos mínimos, medios y máximos instantáneos de agua.

Gasto Instantáneo (m ³ /s)	Años en Estudio							
	1969	1970	1971	1972	1973	1974(*)	1975(**)	1976(***)
Mínimo	4,0	3,8	9,3	13,5	1,8	1,5	0,9	15,8
Medio	13,8	10,5	28,0	39,6	19,5	16,3	16,1	33,3
Máximo	532,0	536,0	468,5	442,2	444,0	402,8	191,7	408,3

Gastos Mínimos, Medios y Máximos Instantáneos del Río la Grita.

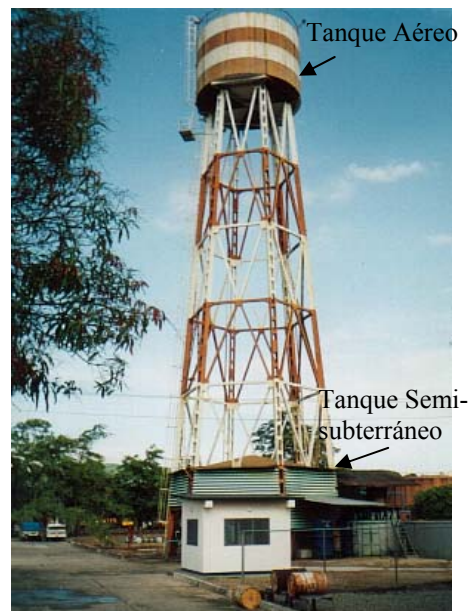
(*)Gasto máximo sin el mes de octubre; (**) Gasto máximo sin los meses de septiembre y diciembre; (***)Gastos mínimo, medios y máximos realizados hasta el mes de junio.

Tabla 3.3.

Cuando se encontraban en servicio las turbinas a vapor, se suministraba agua del río para el ciclo cerrado de vapor y se utilizaba una torre de enfriamiento para bajar la temperatura del agua refrigerante del ciclo.

Actualmente, el río La Grita, suplente toda la cantidad de agua necesaria para la refrigeración de las turbinas a gas que se encuentran operando, el agua de servicios y consumo.

Para abastecer toda la demanda de agua de la Planta, ésta cuenta con tres tanques de almacenamiento de capacidad de 100.000 litros cada uno. Uno de estos tanques (aéreo) se encuentra ubicado sobre una torre de 38 metros de altura. Debajo de este se encuentra un segundo tanque, semi-subterráneo, y el último tanque se encuentra subterráneo.

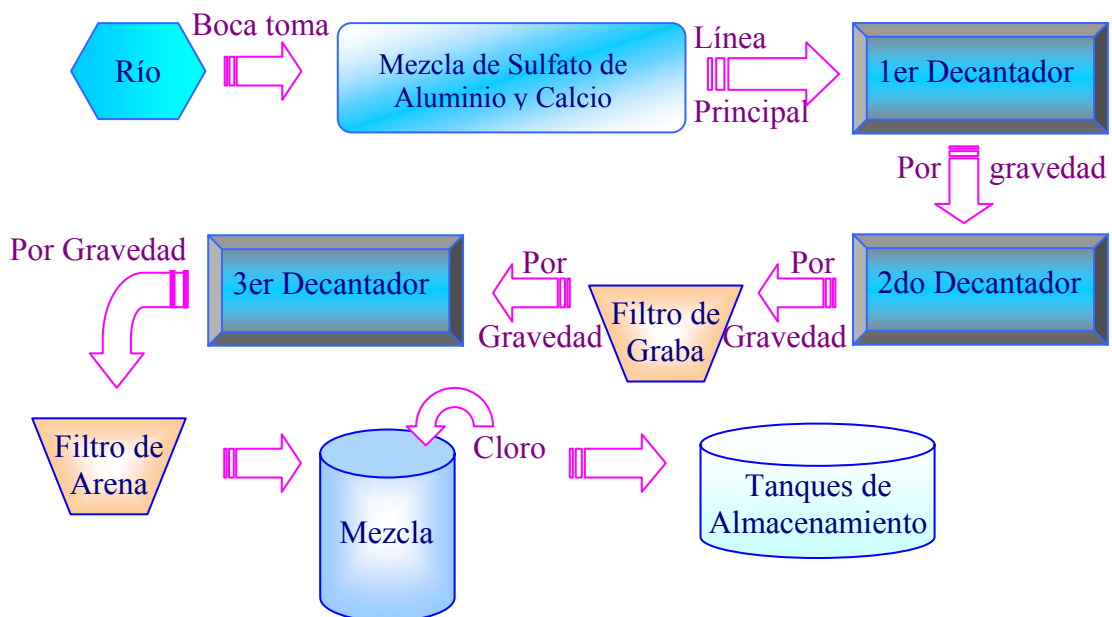


Tanque Aéreo y Semi-subterráneo

Figura 3.16.

Como la Planta tiene un consumo diario de 100.000 a 150.000 litros, dos de los tanques deben ser llenados diariamente para satisfacer las necesidades de agua. El tercer tanque es utilizado de reserva.

Entre la toma de agua del río y su llegada a los tanques de almacenamiento se encuentra la subestación de tratamiento de agua. El agua del río es succionada por dos bombas de 200.000 l/h cada una, las que fueron situadas en la boca toma. Desde que es succionada el agua es mezclada con sulfato de aluminio y calcio, para asentar el barro y sucios provenientes del río. Transportada por la línea principal hasta el primer decantador, es pasada al segundo decantador seguido del primer filtro de graba, de allí pasa al tercer decantador y finalmente al filtro de arena. Todo el proceso se realiza por gravedad para culminar el periodo de tratamiento, el agua es mezclada con cloro hasta un estado final adecuado para el consumo, de acuerdo con el uso que se le dé, y almacenada en los tanques. Todo el proceso de tratamiento de agua se encuentra esquematizado en el esquema 3.2. mostrado a continuación:



Representación del Tratamiento del Agua proveniente del Río
Esquema 3.2.

El agua utilizada para las unidades debe ser previamente suavizada, para esto se cuenta con un filtro de carbón. El agua luego de ser tratada, hasta ser mezclada con cloro, es limpiada aun más haciéndose pasar a través de los filtros de carbón. El mantenimiento del tratamiento del agua se realiza una vez por semana, exceptuando la línea principal que se limpia cada quince (15) días. En la figura 3.17. se muestra la planta de tratamiento de agua para Planta Táchira, observándose los tres decantadores y uno de los filtros utilizado para la limpieza del agua.



Planta de Tratamiento de Agua de Planta Táchira

Figura 3.17.

3.5. JUSTIFICACIÓN DE LA INSTALACIÓN DE UN CICLO COMBINADO EN PLANTA TÁCHIRA.

La Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (C.A.D.A.F.E.) actualmente, se encuentra interesada en el estudio de una propuesta de ampliación necesaria en una de sus plantas en la zona sur-occidental del país, Planta Táchira.

Este estudio, estructurado por la factibilidad física y tecnoeconómica, considerará diferentes restricciones que conllevaran a elaborar las diversas configuraciones de selección, donde C.A.D.A.F.E seleccionará la más adecuada según sus intereses.

Con la finalidad de incrementar la generación de energía, al mismo tiempo se busca mantener o causar un aumento de muy poca estimación en los costos de producción. El sistema de generación de ciclos combinados es una oferta interesante a estudiar. Por este motivo se plantearán las diferentes configuraciones de ciclos combinados, estableciéndose configuraciones de turbinas a vapor con más de una turbina a gas.

Como en la actualidad existen varias unidades de Planta Táchira fuera de servicio, la empresa (C.A.D.A.F.E) consideró la propuesta de rehabilitación de las turbinas a gas 06 a la 15. Estas unidades rehabilitadas son las que se propondrán en las configuraciones de ciclos combinados, analizándose para cada una de estas un análisis físico y tecnoeconómico.

El estudio físico de la planta es de gran importancia, ya que, dependiendo de las posibilidades físicas disponibles y la ubicación de los equipos utilizables, se determinará como podrá ser la distribución de los equipos a instalar, de acuerdo, al ensamble con las turbinas a gas existentes en la misma, además, dicho espacio determinará, según estas unidades en servicio, la cantidad de los ciclos combinados que podrán ser incorporados a la planta.

El estudio de factibilidad tecnoeconómica se realizará, como otro de los aspectos a considerar, de las turbinas a gas que para la actualidad se encuentran en funcionamiento. Se estudiará la posibilidad de instalación de ciclos combinados para dichas turbinas en funcionamiento, esto significa, que se contaría con 60MW, aproximadamente, cantidad bastante pequeña para el momento de realizar una inversión de ampliación de la magnitud de un ciclo combinado. Se tiene además, que las unidades en servicio se les detectan variaciones en su funcionamiento, paradas inesperadas, las cuales obligan a sacar de servicio a la turbinas a gas, de esta forma se le realiza una inspección que indique la falla y pueda ser reparada para su reincorporación.

Es importante considerar, que las centrales térmicas a vapor necesitan de un sistema de enfriamiento, ya sea evaporativo o seco. Para los sistemas de enfriamiento evaporativo se

recomienda ubicar la central a la cercanía de ríos, embalses, etc., para poder disponer de agua en abundancia. Muchas de las unidades que necesiten de ésta, pueden recoger el agua del depósito natural (río o embalse), pero cuando no es posible o la cantidad de agua resulta insuficiente, se hacen necesarias torres enfriadoras que permitan recircular el agua nuevamente o la consideración de sistemas de enfriamiento secos. Este es otro punto a considerar para la instalación en nuestra planta del ciclo combinado.

Finalmente, de acuerdo al estudio en los costos de producción, costos del kWh generado, y el costo de instalación, se podrá definir que tan rentable y factible para C.A.D.A.F.E. será colocar en Planta Táchira un ciclo combinado.



Capítulo 4.

Descripción de los Componentes Principales del Ciclo Combinado

4.1. GENERALIDADES

Actualmente existen diferentes modelos de turbinas a gas, caracterizados por ciertas condiciones y semejantes por las disposiciones básicas de funcionamiento. El principio de funcionamiento en todas las turbinas es el mismo, ya que cada una de estas poseen los elementos principales: compresor, cámara de combustión y turbina. Por efecto de trabajo de la turbina de gas y condiciones ambientales, se hace importante estudiar el tipo de combustible para los cuales está puede trabajar. En este capítulo se mencionan diferentes combustibles y el utilizado actualmente en Planta Táchira.

Adicional a esto, se debe conocer los elementos que constituyen un ciclo combinado, como lo son el generador de vapor de calor residual (GVCR), la turbina a vapor, y el sistema de enfriamiento del agua del condensador.

Para el caso de los GVCR se mencionarán sus partes básicas, evaporador de baja presión, economizador, evaporador de alta presión, sobrecalentador, entre otros; al mismo tiempo se

explican para diversos niveles de presión de turbinas a vapor. En lo que respecta a las turbinas a vapor se describe su clasificación, que puede ser de acuerdo a las condiciones de suministro y escape del vapor, según la disposición de las carcacas o de los rotores, según la expansión, el tipo de aparato impulsado, naturaleza de abastecimiento de vapor, diseño de etapa de expansión, dirección del flujo de vapor dentro de la turbina y según el número de etapas de escape en paralelo; además de detallarse el intercambio de energía de un ciclo de vapor de acuerdo a las diferentes clases de circuitos que este deba seguir.

Finalmente se describirán los sistemas de enfriamiento del agua del condensador, entre los que se encuentran las torres de enfriamiento, que pueden ser de tiro natural o tiro mecánico, los condensadores de superficie, de contacto directo y los enfriados por aire.

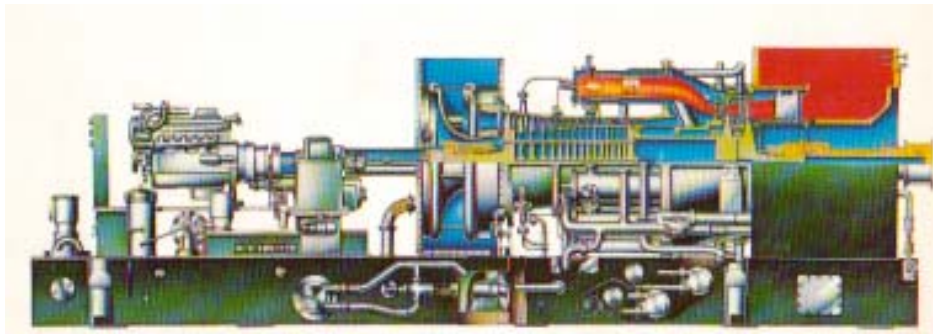
4.2. DESCRIPCIÓN DE LAS TURBINAS A GAS

Las turbinas a gas son caracterizadas en el mercado de acuerdo con su diseño y la potencia que sea capaz de generar. En Planta Táchira se cuenta con dos tipos de modelos de turbinas a gas de General Electric, la MS-5001P, figura 4.1., y la MS-7001E, figura 4.2. La diferencia entre ambas turbinas radica en la potencia que son capaces de producir cada una de estas, la MS-5001P posee una capacidad nominal de 20MW, mientras la MS-7001E de 70MW. Sin embargo, entre estas turbinas de gas existen ciertas condiciones de funcionamiento básicas, las cuales, describen la operación de la misma. A continuación se describirán las turbinas a gas utilizadas en Planta Táchira.

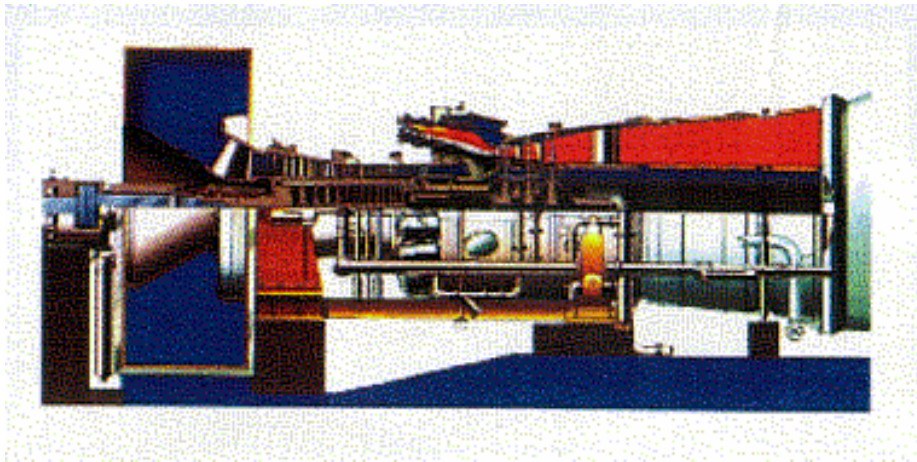
4.2.1. CONDICIONES GENERALES DE LAS TURBINA A GAS MS-5001 Y MS-7001.

El principio de funcionamiento de una turbina a gas comienza cuando el rotor (compresor/turbina) es accionado por un dispositivo de arranque (diesel o eléctrico). El aire atmosférico es introducido al compresor, saliendo de este a una presión elevada. Este aire a una presión determinada pasa a las cámaras de combustión y se mezcla con el combustible

inyectado a baja presión y una chispa permite el encendido inicial de la mezcla de aire-combustible, este encendido de la chispa por parte de la bujía se produce únicamente para realizar el primer encendido, luego son retiradas y la combustión permanece continua, siempre y cuando se mantenga la inyección de aire-combustible a los cestos combustores. Los gases producto de la combustión son expandidos en la turbina y finalmente son expulsados a la atmósfera.



Turbina a Gas MS-5001
Figura 4.1.



Turbina a Gas MS-7001
Figura 4.2.

Una turbina a gas posee tres partes básicas que la constituyen, a continuación se nombran estas partes:

- ❖ Compresor axial.
- ❖ Cámara de combustión.
- ❖ Turbina.

Seguidamente se muestra el eje del compresor y la turbina en la figura 4.3.

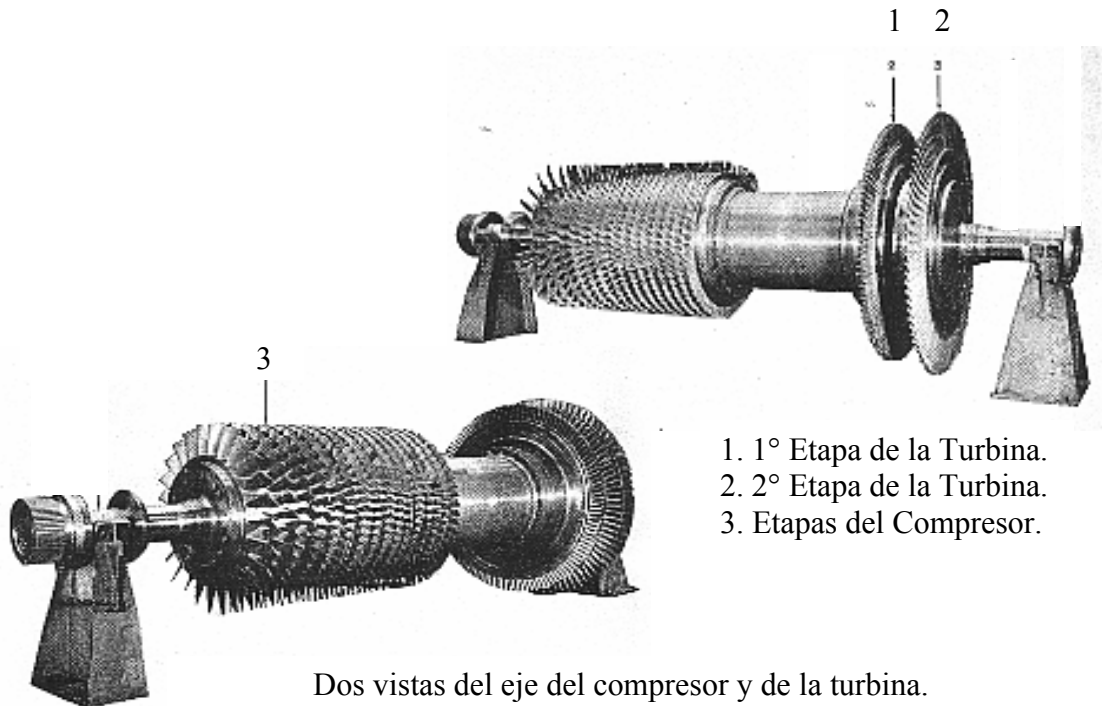


Figura 4.3.

❖ Compresor

El compresor axial está compuesto por el grupo del rotor compresor y la carcasa. El rotor compresor consiste en 17 etapas. Cada etapa se encuentra comprendida por una fila de paletas del estator, que giran con una velocidad promedio de 5105 r.p.m. El proceso de compresión es muy difícil de lograr sin separación debido al gradiente de presión adverso (la presión en el escape es mayor que en la entrada), por lo que se requiere que la compresión se efectúe paulatinamente requiriendo de muchas etapas del compresor, dando un tamaño de paletas de la primera etapa más larga que las de la última etapa.

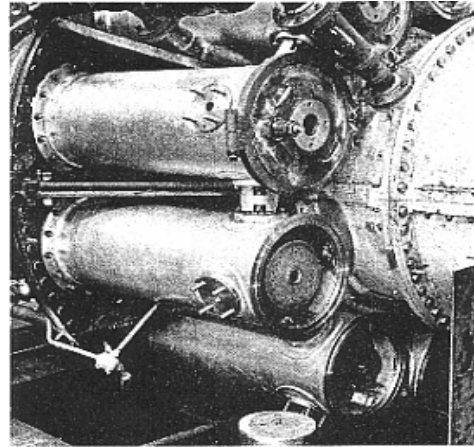
En la carcasa del compresor se encuentran los denominados alabes directrices de entrada variable (alabes móviles), los cuales, tienen como una de sus funciones permitir una aceleración rápida y suave de la turbina, sin vibración del compresor. Luego de estos se encuentran los alabes directrices de la salida (alabes fijos).

❖ Cámara de Combustión

Las cámaras de combustión están dispuestas anularmente alrededor del compresor de flujo axial, dicha cámara está conformada por diez (10) cestos combustores en total, figura 4.4.,

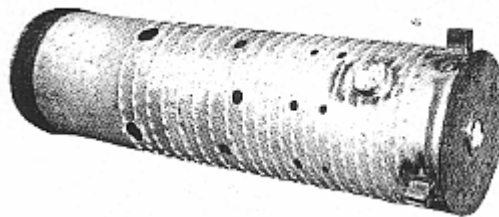
y están fijadas por pernos a la carcasa de la sección de descarga del compresor. El aire para la combustión es suministrado directamente por el compresor axial a las cámaras de combustión. El combustible es alimentado a las cámaras a través de las toberas de combustible que llegan hasta cada tapa de la cámara de combustión.

El flujo de aire de alta presión del compresor es descargado al espacio anular creado por el extremo posterior de la carcasa de descarga y por la sección posterior de la carcasa de la turbina, dividiéndose en un aire primario, mezclado con el combustible para generar el proceso de combustión, y un aire secundario, denominado también aire de enfriamiento por su efecto de reducción de la temperatura de los gases producto de la combustión.



Cámaras de Combustión
Figura 4.4.

El aire entra en las cámaras de combustión y es mezclado con el combustible, produciéndose la inflamación del combustible con ayuda de las bujías retráctiles (en el encendido de la turbina de gas), es así como se produce la oxidación del mismo y se generan los gases de la combustión. A lo largo de revestimiento de la combustión y la tapa de revestimiento hay aberturas cuya función es la de proveer una fina película de aire, para enfriar las paredes del revestimiento y la tapa, estos orificios se encuentran en la llamada zona de dilución (esta zona es donde se mezcla el aire secundario con los gases de combustión), que permite la entrada de aire correcto, enfriando los gases a la temperatura deseada.



Cesto Combustor
Figura 4.5.

El flujo de aire, a través de las cámaras de combustión, tienen tres funciones:

- ◆ Oxidar el combustible.
- ◆ Enfriar los elementos de metal
- ◆ Regular los productos de la combustión extremadamente calientes

Los gases calientes, generados al quemarse el combustible en las cámaras de combustión, se usan para accionamiento de la turbina.

El sistema de funcionamiento de la turbina a gas incluye también boquillas de combustible, sistema de encendido de bujías, detectores de llamas y tubos cruza llama. Seguidamente se describirán los elementos antes mencionados:

Boquillas

La boquilla se encuentra en la placa extrema de una cámara de combustión, la cual, cumple la función de introducir el combustible en los cestos combustores, en donde se mezclará con el aire comprimido, para luego ser encendido por las bujías y propagar a las zonas de reacción de las cámaras de combustión a través de los tubos cruza llama que establecen la conexión.

Inicio de la Combustión

La combustión es realizada por la descarga de dos (2) bujías de electrodos retractables que se encuentran instalados en la cámara de combustión adyacente. Estas bujías por presión reciben energía de los transformadores de encendido, los cuales, en el momento de encendido, la producción de la chispa de una o ambas bujías, encienden los gases de la cámara y las cámaras sobrantes son encendidas por el fuego que pasa por los tubos cruza llama que interconectan la zona de reacción de las cámaras restantes.

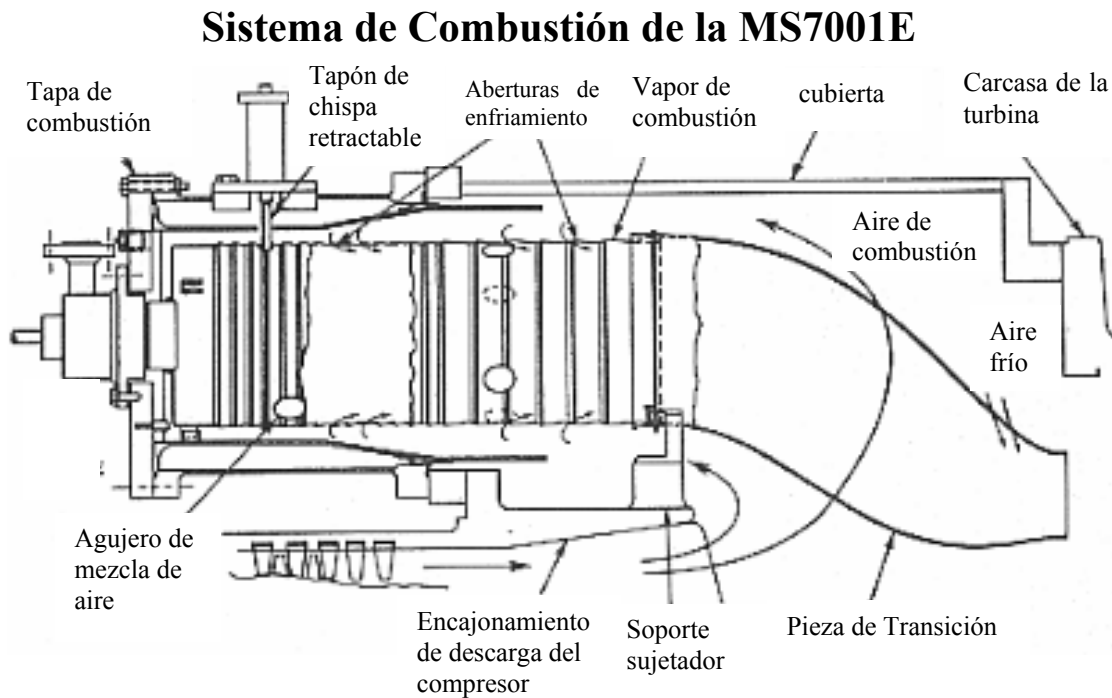
Equipo Detector de Llamas

Este equipo se encuentra diseñado para captar las radiaciones ultravioletas emitidas por una llama de hidrocarburo, dando una señal lógica para avisar si existe o no llamas en la cámara de combustión de la turbina a gas.

La radiación ultravioleta emitida por el combustible puede variar en color e intensidad. Por esto son instalados dos sensores independientes sobre dos cámaras de combustión adyacentes, para que estos puedan indicar si existe la presencia o ausencia de llama.

Pieza de Transición

La pieza de transición es aquella que une el paso del gas proveniente de la cámara de combustión a la tobera del primer escalón, y se encuentra fijada en el lado delantero del grupo de la tobera, figura 4.6.. Como los gases circulantes se encuentran a elevada temperaturas, es impermeabilizado tanto en la periferia exterior como en la interior para contrarrestar la fuerza de los gases calientes.



Sistema de Combustión en la MS-7001E

Figura 4.6.

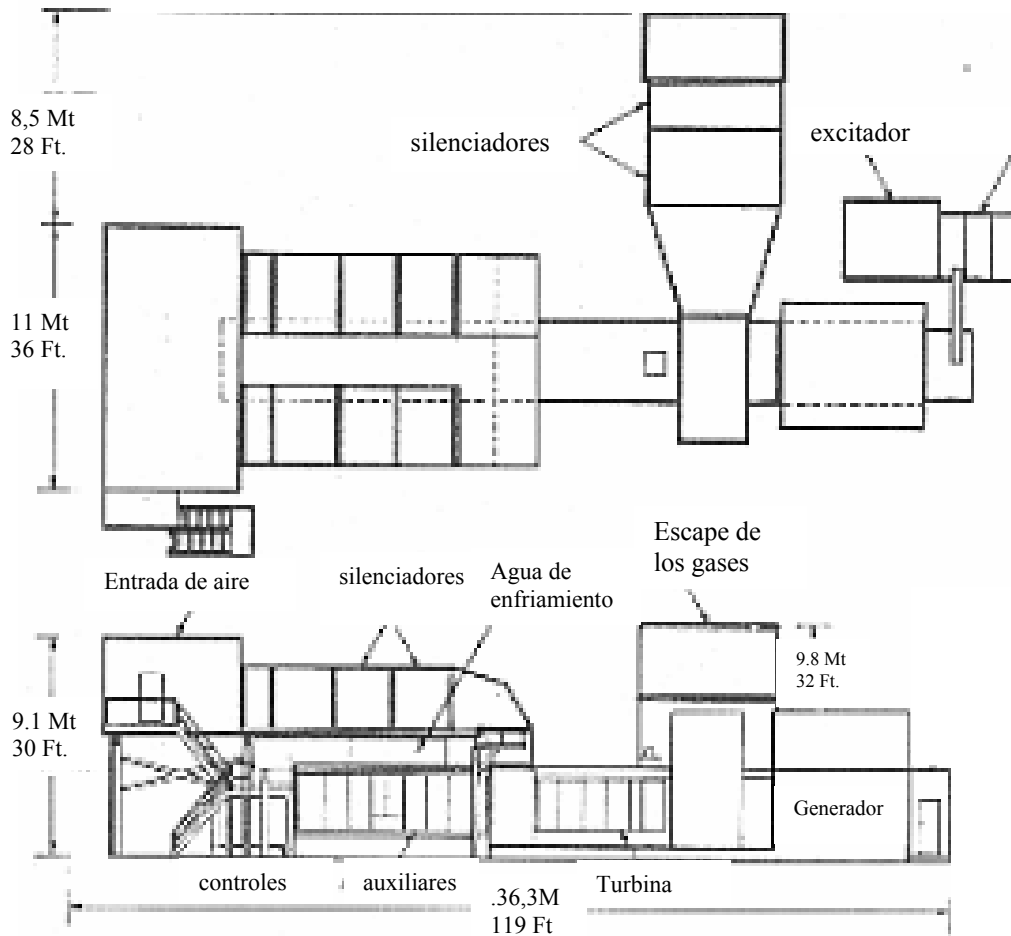
❖ Turbina

En la turbina es donde existe la transformación de los gases, a alta presión y temperatura por la combustión, en energía mecánica. La turbina se encuentra constituida por el rotor, la carcasa, las toberas y los difusores de escape. Para las unidades modelo MS 5001P la turbina posee dos etapas de expansión y para la unidades modelo MS 7001E la turbina posee tres etapas de expansión. Los álabes de la turbina aumentan de tamaño en cada etapa

para que se produzca la caída de presión resultante del proceso de conversión de energía en cada expansión. Como la turbina trabaja con gases a elevada temperatura, se diseñó con pasajes longitudinales, a través de los cuales pasa aire proveniente del compresor para enfriar los álabes. Luego que los gases salen de la turbina, son enfriados y expulsados a través de la chimenea a la atmósfera.

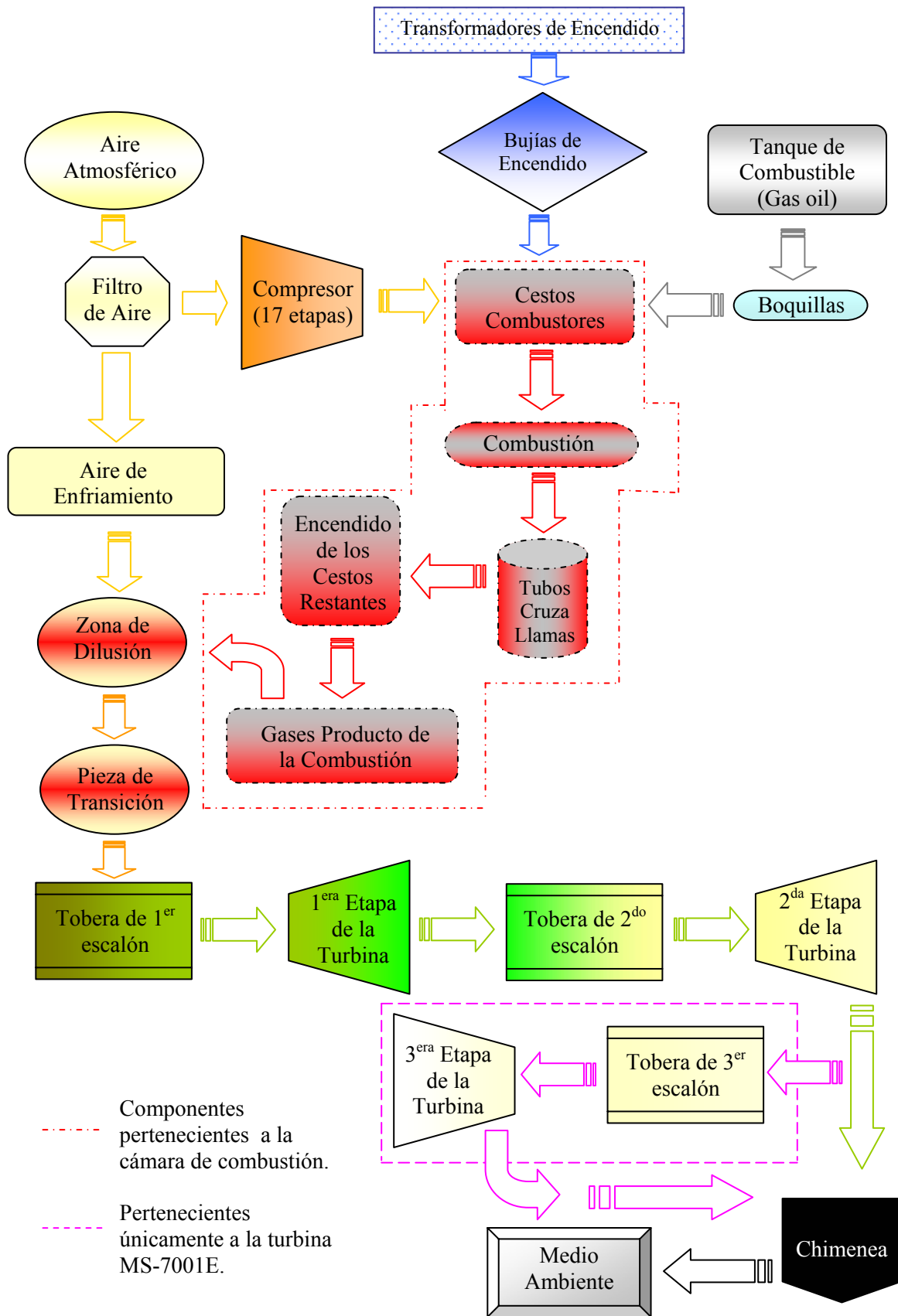
Las partes básicas de una turbina a gas, explicadas anteriormente, se representan en el esquema 4.1. donde se muestra el funcionamiento en conjunto de cada una de estas partes. Las turbinas a gas instaladas en Planta Táchira, de acuerdo a su modelo, se encuentran dimensionadas. El modelo MS-7001E se presenta en la figura 4.7., donde se puede apreciar las medidas de longitud y ancho de la unidad.

Dimensiones de una Turbina a gas MS7001E



Dimensiones de la unidad MS-7001E

Figura 4.7.



Funcionamiento en conjunto de las partes de la turbina a gas.
Esquema 4.1.

4.2.2. COMBUSTIBLES Y SUS PROPIEDADES PARA UNA TURBINA A GAS

Existen diferentes combustibles con los cuales puede trabajar una turbina a gas. Depende de las propiedades y características del combustible que se podrá utilizar en una central térmica.

El gas natural (esencialmente el metano) ha demostrado ser el combustible ideal de trabajo de las turbinas a gas, por su propiedad de ser un combustible considerado limpio, es decir, no produce cenizas después de la combustión.

También resulta satisfactorio el destilado ligero, el cual, contiene un total de cenizas muy bajo, llevando un efecto contaminante de restos metálicos mínimo (sodio, plomo y calcio). El azufre aparece en este combustible como óxido de azufre durante la combustión.

Los combustibles que contienen azufre, sal o, como en el caso del aceite residual vanadio y otros metales, provocan corrosión. Para evitar la corrosión son lavados con agua, así se elimina la sal; y siendo tratados con aditivos ayuda a la inhibición de la corrosión en el proceso de combustión. Un problema esencial de los motores marinos o de las centrales ubicadas cercanas al mar, es la sal arrastrada por el viento, la cual, entra en la turbina por la admisión del aire; este efecto podría ser evitado con la instalación de filtros en la entrada del aire.

De acuerdo con el Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, se ha trabajado para quemar carbón en polvo en las turbinas de gas, pero aún no sea tenido éxito. Sé esta investigando activamente la conversión del carbón mineral en combustibles líquidos o gaseosos, y las pruebas preliminares indican que, si los combustibles sintéticos no contienen contaminantes (como azufre), podrían llegar a ser utilizados en las turbinas a gas.

En la tabla 4.1., se señalan algunas de las propiedades a considerar de los combustibles que pueden ser utilizados en una turbina a gas.

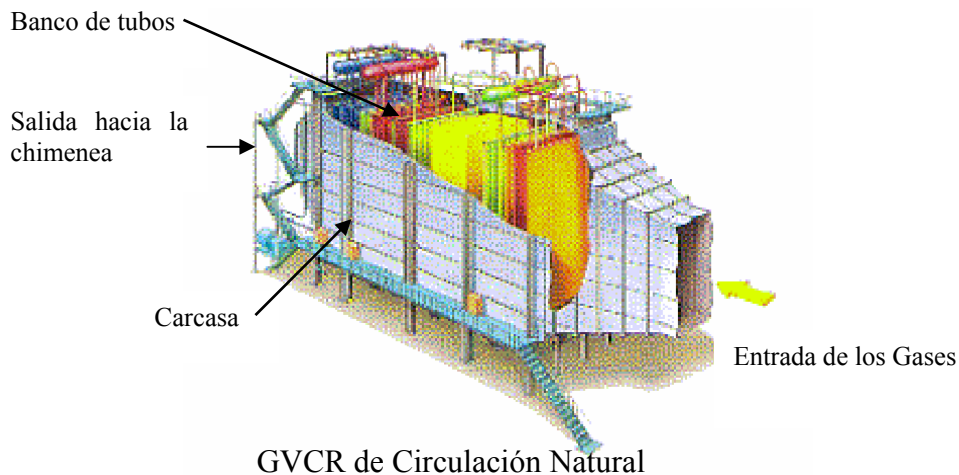
Propiedades	Combustibles				
	Gas Natural	Gas-oil	Fuel-oil	Diesel	Carbón
Viscosidad a 20°C(68°F)	----	<1,74	<6,5	2,60-54(*)	----
Viscosidad a 50°C(122°F)	----	1,1	2-2,5	36máx	----
Densidad a 15°C(59°F)		<-7°C	<0,93	0,835-0,935	
Azufre (% en peso)	despreciable	<1,3	<2,7	<2	1,5
Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)	43065-44338(**)	44800	43082	41868	16275
Poder Calorífico Superior (kJ/kg)	48000-48800(**)	45800	43960	45636	33480

(*)para una temperatura de 37,8°C; (**)unidades de kJ/m³
 Combustibles y sus propiedades para una turbina a gas.

Tabla 4.1.

4.3. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE GENERACIÓN DE VAPOR EN EL RECUPERADOR DE CALOR.

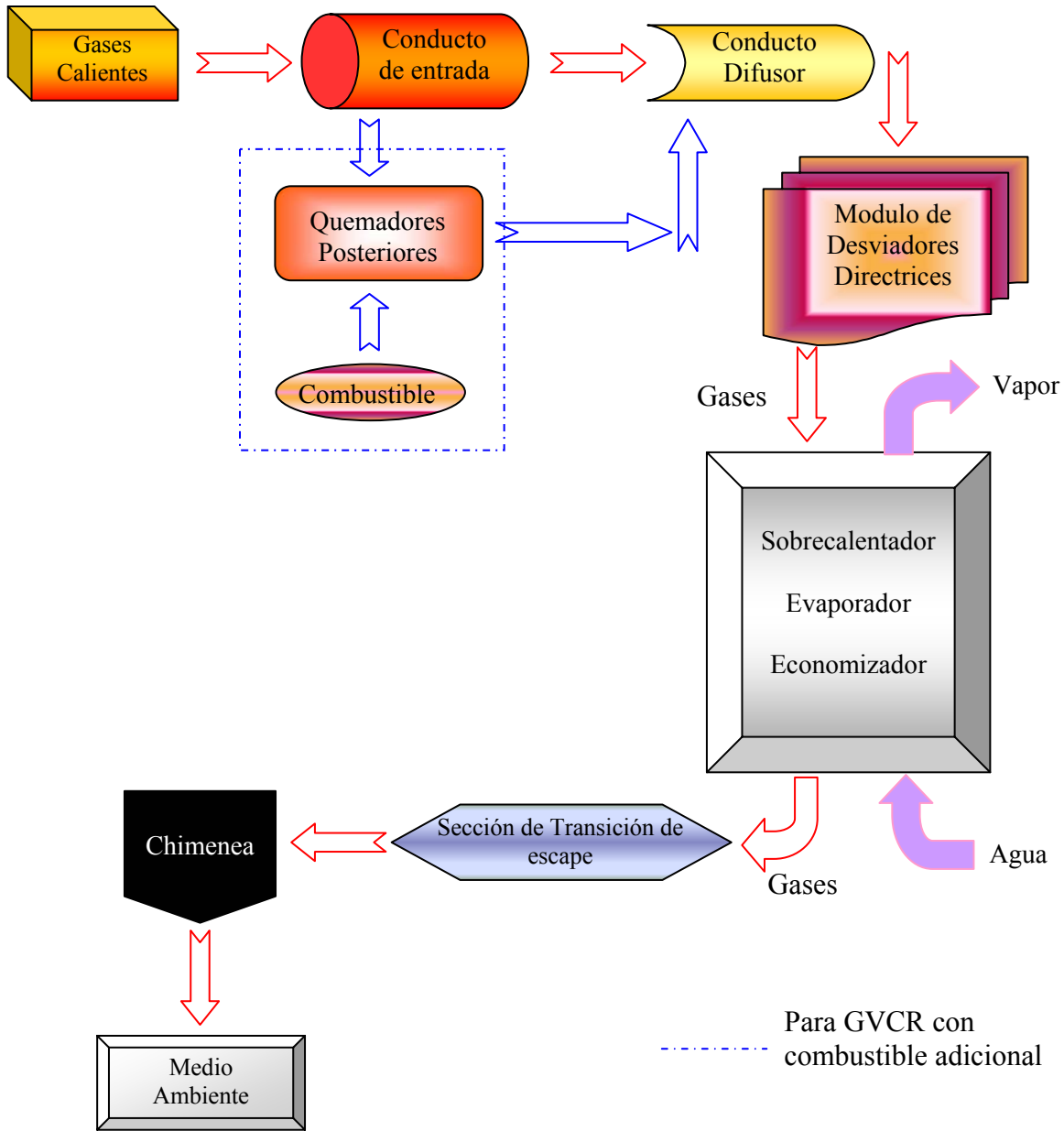
Un generador de vapor de calor residual es una cámara de sección rectangular por donde circulan los gases de escape de la turbina a gas a muy alta temperatura, a fin de lograr convertir el agua líquida en vapor que se hará circular a través de una turbina a vapor, en la figura 4.8. se muestra una vista de este equipo.



GVCR de Circulación Natural
Figura 4.8.

Los gases de escape de la turbina a gas pasan primero a través del conducto de entrada, y si se hace necesario pasan hacia la sección de los quemadores adicionales, ahí los gases son calentados a la temperatura requerida para mantener la producción de vapor. Continuando su recorrido a través del conducto difusor, pasan al módulo de desviadores directrices el

cual proporciona una distribución uniforme del flujo a toda la sección de intercambio de calor. Así, los gases circulan a todo lo alto del recuperador de calor hasta alcanzar la sección de transición de escape para finalmente escapar por la chimenea hacia la atmósfera, como se representa en el esquema 4.2.



Funcionamiento de un GVCR.
Esquema 4.2.

Durante su paso por el interior del recuperador, los gases de escape transfieren parte de su energía interna, es decir, de su entalpía, a un banco de tubos dispuesto en cuatro etapas por

donde circula agua bajo diferentes condiciones. Cada una de estas etapas debe su nombre al proceso que realiza, así se tiene evaporador, economizador y sobrecalentador. A continuación se detalla cada uno de los anteriores:

- **Economizador.** Este equipo posee la función principal de aprovechar el calor de los gases antes de ser circulados hacia la chimenea, radica esencialmente en un sistema de tubos por donde se hace circular el agua de alimentación (generadores de vapor acuotubulares). Estos tubos se encuentran rodeados por los gases cuyo calor se pretende recuperar por la transferencia de calor, la utilización de este equipo llega a economizar hasta un 20% del combustible utilizado. Una parte del líquido circula a través de la válvula de agua de alimentación y el excedente se recicla al desareador con la intención de mantener un flujo constante de agua en el economizador y de eliminar partes incondensables.
- **Evaporador.** Este equipo recibe el líquido separado en el domo mediante una bomba de agua de recirculación. Aquí este líquido sufre una segunda etapa de evaporización, y al llegar nuevamente al domo fluye hacia su parte superior en forma de vapor saturado seco. Entre algunos de los componentes que constituyen un evaporador se tienen: el domo superior e inferior y los tubos bajantes y subientes.
- **Sobrecalentador.** Esta sección consiste en un intercambiador de calor que utiliza el vapor seco proveniente del evaporador y lo convierte en un vapor sobrecalentado, disminuyendo la cantidad de agua líquida en vapor (ya que esta ocasiona daños a la turbina a largo plazo).

Además de este grupo de intercambiadores de calor, el recuperador hace uso del siguiente equipo auxiliar:

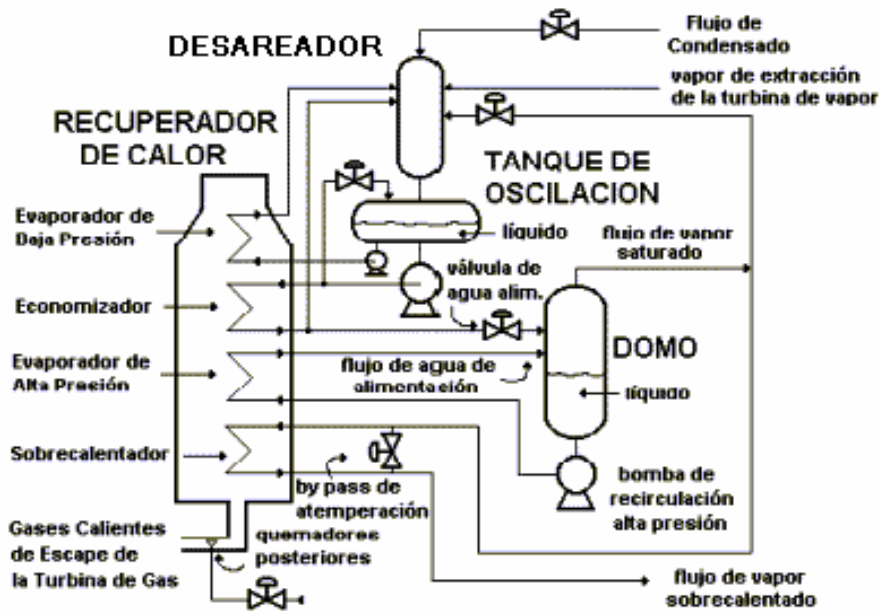
- **Desareador y tanque de oscilación.** En este equipo se liberan los gases contenidos en el líquido condensado (aire, oxígeno, anhídrido carbónico, etc.). Su funcionamiento consiste en dividir el agua de alimentación en gotas finas, calentándolas hasta transformarlas en vapor, y separar los gases a medida que éste se va condensando. Estos equipos utilizan el vapor de agua en un amplio rango de presiones como fluido calorífico. El desareador opera en circuito con el evaporador

de baja presión y utiliza vapor proveniente de una extracción de la turbina de vapor, y de derivaciones del domo y del economizador. En el tanque de oscilación se almacena el agua de alimentación a una temperatura alrededor de 121 °C antes de enviarse al economizador.

- **Domo de alta presión.** Su función es llevar a cabo la separación de la mezcla vapor-agua en dos secciones: una sección centrífuga primaria y una sección de mamparas o deflectores. El vapor saturado sale por la parte superior hacia el sobrecalentador y el líquido separado es colectado por gravedad en la base del equipo para su posterior recirculación.
- **Bomba de recirculación de alta presión.** Se emplea para transferir el agua del domo al evaporador de alta presión. Su importancia radica en que de ella depende la generación de vapor y por consiguiente de electricidad. Por lo tanto es necesario prevenirla principalmente en dos aspectos: alta temperatura y cavitación. Para evitar un incremento mayor en la temperatura se cuenta con un sistema de enfriamiento local en la carcasa de la bomba. Para prevenir el fenómeno de cavitación es necesario vigilar la presión del domo y así evitar que la bomba opere con vapor.
- **Válvula de agua de alimentación.** Es el único elemento de control a través del cual se puede mantener constante el nivel de agua en el domo. El flujo de agua de alimentación es una función de la posición, en otras palabras, de la apertura y de la presión diferencial aguas arriba y abajo de la válvula. Por lo tanto, la presión diferencial esta determinada por los equipos conectados al domo y por la misma válvula de agua de alimentación.

La figura 4.9. muestra un esquema simplificado de un recuperador de vapor para la generación de vapor donde se puede apreciar la relación que guardan los intercambiadores de calor con el equipo auxiliar.

En el diseño de los GVCR se tiene como propósito lograr una cercanía entre la temperatura de los gases de escape y la temperatura del vapor, para así lograr un aumento en el rendimiento del ciclo, además la construcción debe ser sencilla para evitar un aumento en los costos por este concepto. Las formas de lograr un incremento en el rendimiento son con



Esquema simplificado de un recuperador de calor con desareador.

Figura 4.9.

la utilización de GVCR de múltiples presiones, el uso del recalentamiento del vapor en el ciclo Rankine o la combinación de ambas alternativas.

General Electric indica que el uso de una o múltiples presiones sin recalentamiento se aplica en ciclos combinados cuyas turbinas a gas presenten temperaturas de los gases de escape igual o menor a 538 °C (1000 °F), mientras que el uso de múltiples presiones con recalentamiento se aplica con turbinas a gas cuya temperatura de los gases de escape sea cercana a 593 °C (1100 °F).

Los GVCR pueden ser divididos en dos ramas: GVCR sin combustible adicional y GVCR con combustible adicional. El primero de estos representa el diseño más simple de GVCR y son generalmente diseñados como intercambiadores de calor convectivos, donde la transferencia de calor se realiza únicamente por el fenómeno de convección ocurrido entre los gases calientes y los tubos por los que circula el agua, y para recuperar cerca del 95% de la energía de los gases de escape de las turbinas a gas. El funcionamiento de estos

generadores depende de la operación de la o las turbinas a gas a las que este conectado, por lo que el control del flujo de vapor que se produce debe ser realizado cuidadosamente. Los GVCR con combustible adicional producen el vapor gracias al aprovechamiento de la energía de los gases de escape de las turbinas a gas y la oxidación del combustible adicional. Son utilizados cuando la energía disponible en los gases calientes no permite producir las condiciones de entrada del vapor en la turbina a vapor; al igual que los anteriores, estos GVCR son intercambiadores de calor de convección, pero el hecho de tener la capacidad de quemar combustible hace fácil el control del flujo de vapor producido y permite que la operación sea independiente al modo de trabajo de la o las turbinas a gas unidas a él.

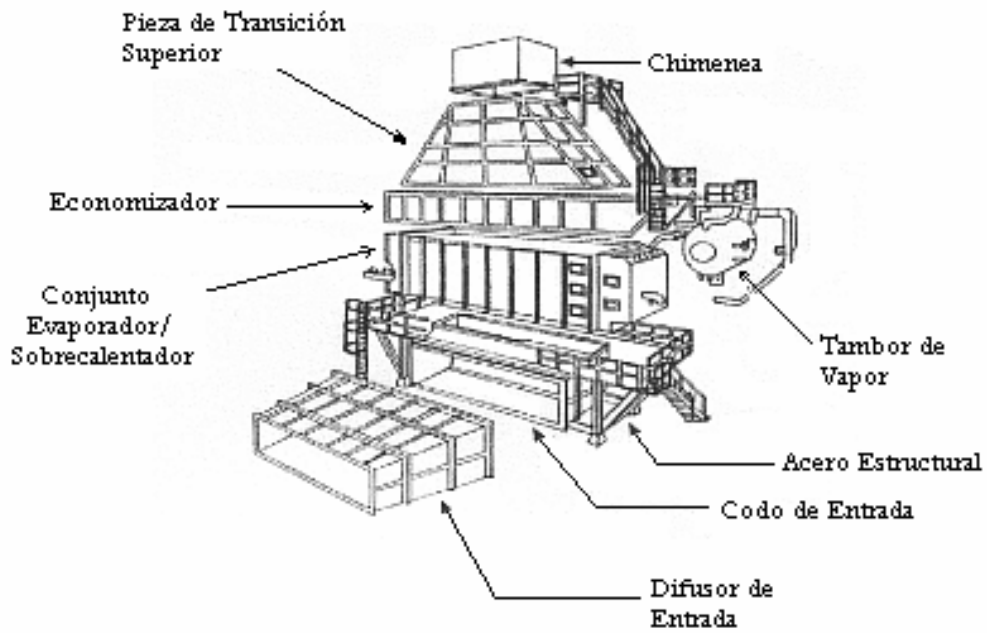
Según el tipo de circulación de los gases calientes a través del GVCR estos también se dividen en GVCR de circulación forzada y GVCR de circulación natural. Los GVCR de circulación forzada están caracterizados por utilizar un flujo de gases vertical mientras que los tubos de agua están dispuestos de forma horizontal, dicha agua o mezcla vapor agua es impulsada a través de los tubos por la bomba de recirculación. Por otro lado los GVCR de circulación natural presentan un flujo de gases calientes horizontal mientras los tubos se encuentran colocados de forma vertical, no se utiliza la bomba de recirculación ya que el flujo de la mezcla agua vapor es mantenido por la diferencia de densidad existente entre el agua fría que entra al domo de alta presión y dicha mezcla caliente. En las figuras 4.10 y 4.11 se muestra la construcción modular de un GVCR de circulación forzada y un GVCR de circulación natural respectivamente.

Existen varios tipos de ciclos a vapor que son utilizados en los ciclos combinados, de allí que se tengan diferentes tipos de GVCR que se adecuen a estos ciclos, a continuación se presenta una breve descripción de los GVCR utilizados comercialmente según el ciclo Rankine de trabajo:

⊗ **Ciclo de una presión sin recalentamiento.**

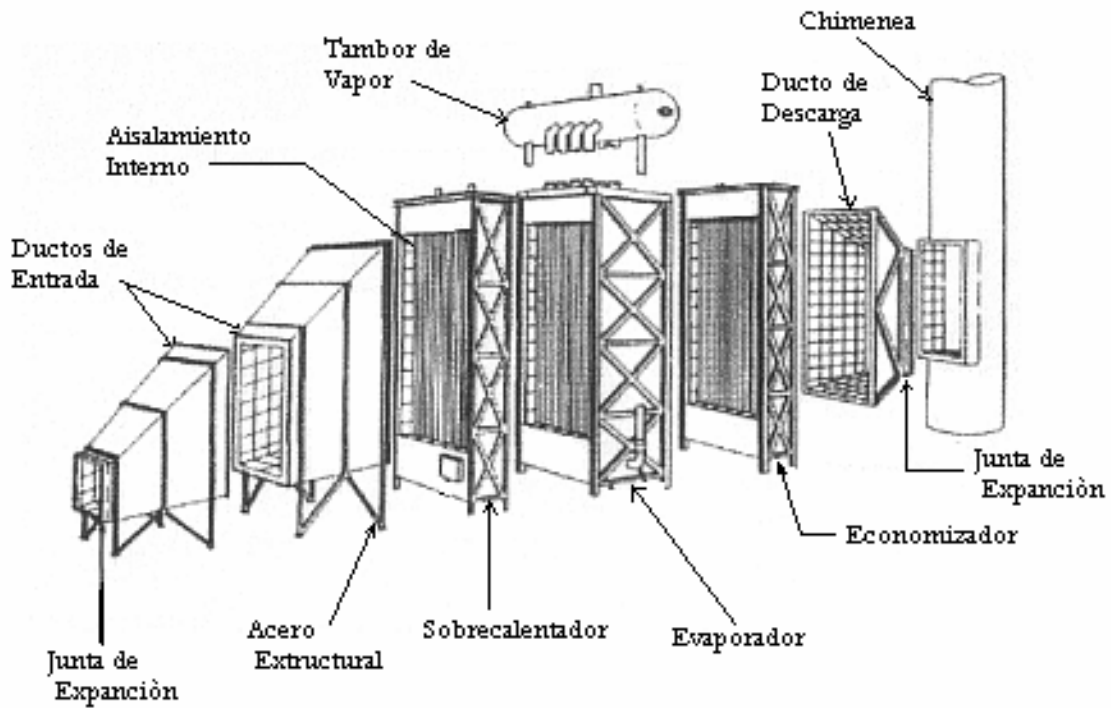
Es el ciclo de vapor más simple que se puede aplicar en un ciclo combinado, donde se realiza una sola expansión del vapor desde la presión de la turbina hasta la presión

del condensador. Utiliza un GVCR sin combustible adicional el cual consta de un



Construcción modular de un GVCR de circulación forzada.

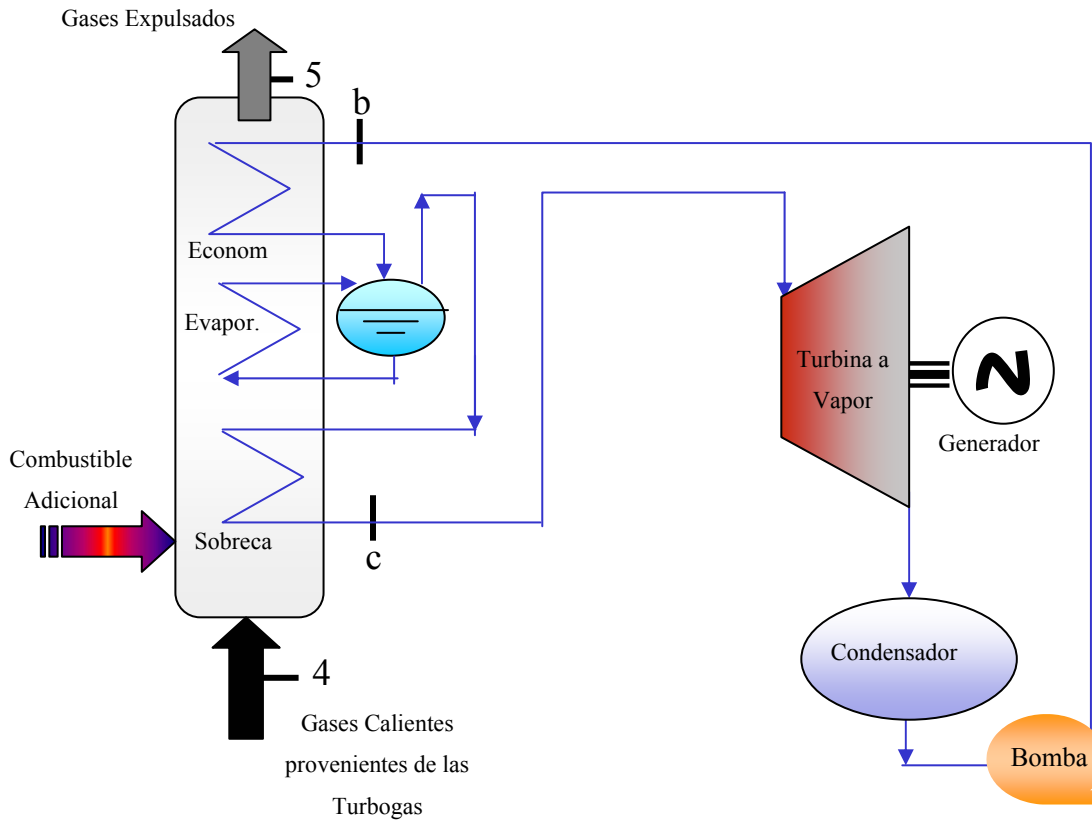
Figura. 4.10



Construcción modular de un GVCR de circulación natural.

Figura. 4.11

sobrecalentador, un evaporador y un economizador, un diagrama de este ciclo y su GVCR se representa a través de la figura 4.12.



Ciclo Combinado (C.C.) de una sola presión sin recalentamiento.
Figura 4.12.

De acuerdo con la figura 4.12. y limitando un volumen de control, considerando únicamente al generador de vapor de calor residual (GVCR), se puede aplicar la Primera Ley de la Termodinámica, ec. 2.44. (pág. 32) dando un flujo de combustible igual:

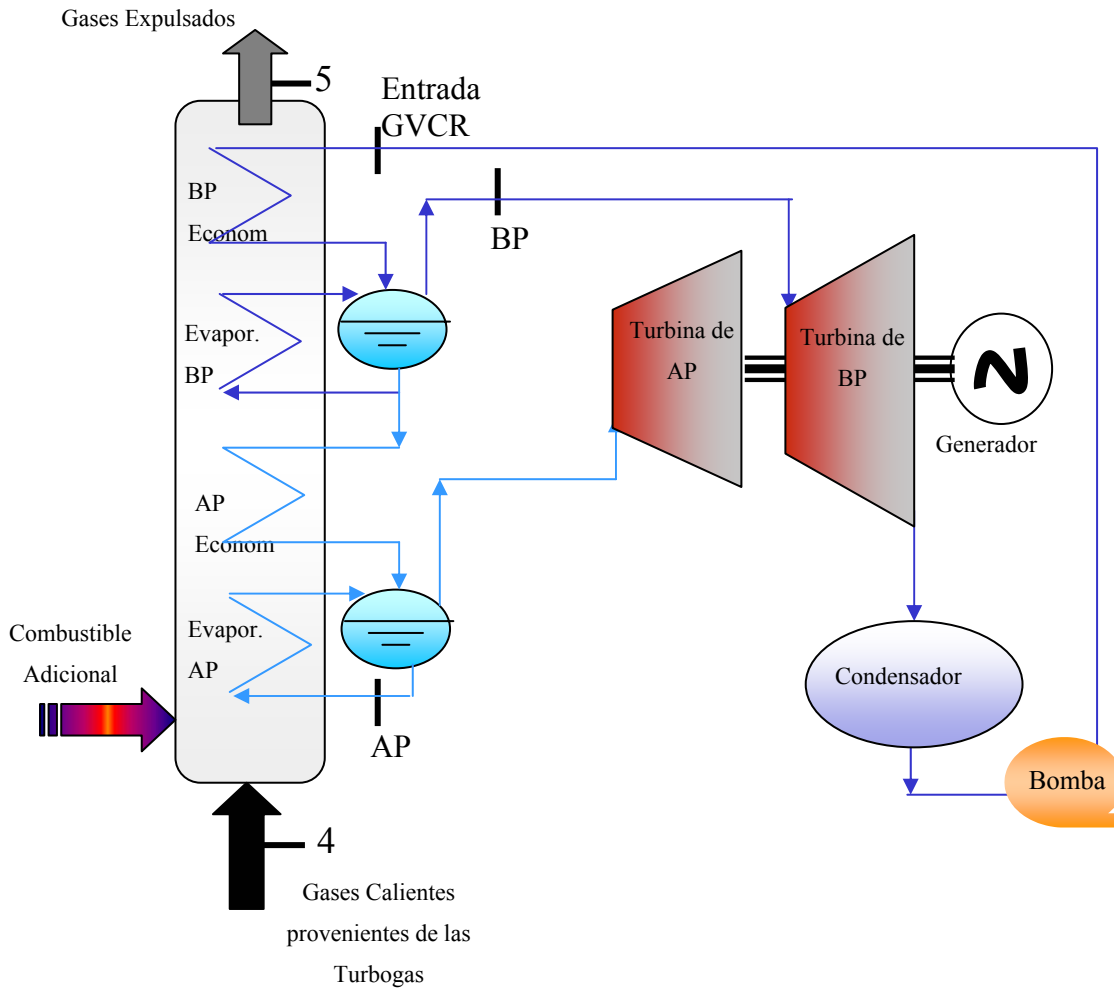
$$\dot{m}_{Combustible} = \frac{\dot{m}_{VT} * (h_c - h_b) + \dot{m}_g * Cp * (T_5 - T_4)}{Ec} \quad \text{Ec. 4.1.}$$

General Electric señala que este ciclo presenta bajo costo de instalación y debe ser utilizado cuando el combustible es económico y/o tiene alto contenido de azufre y

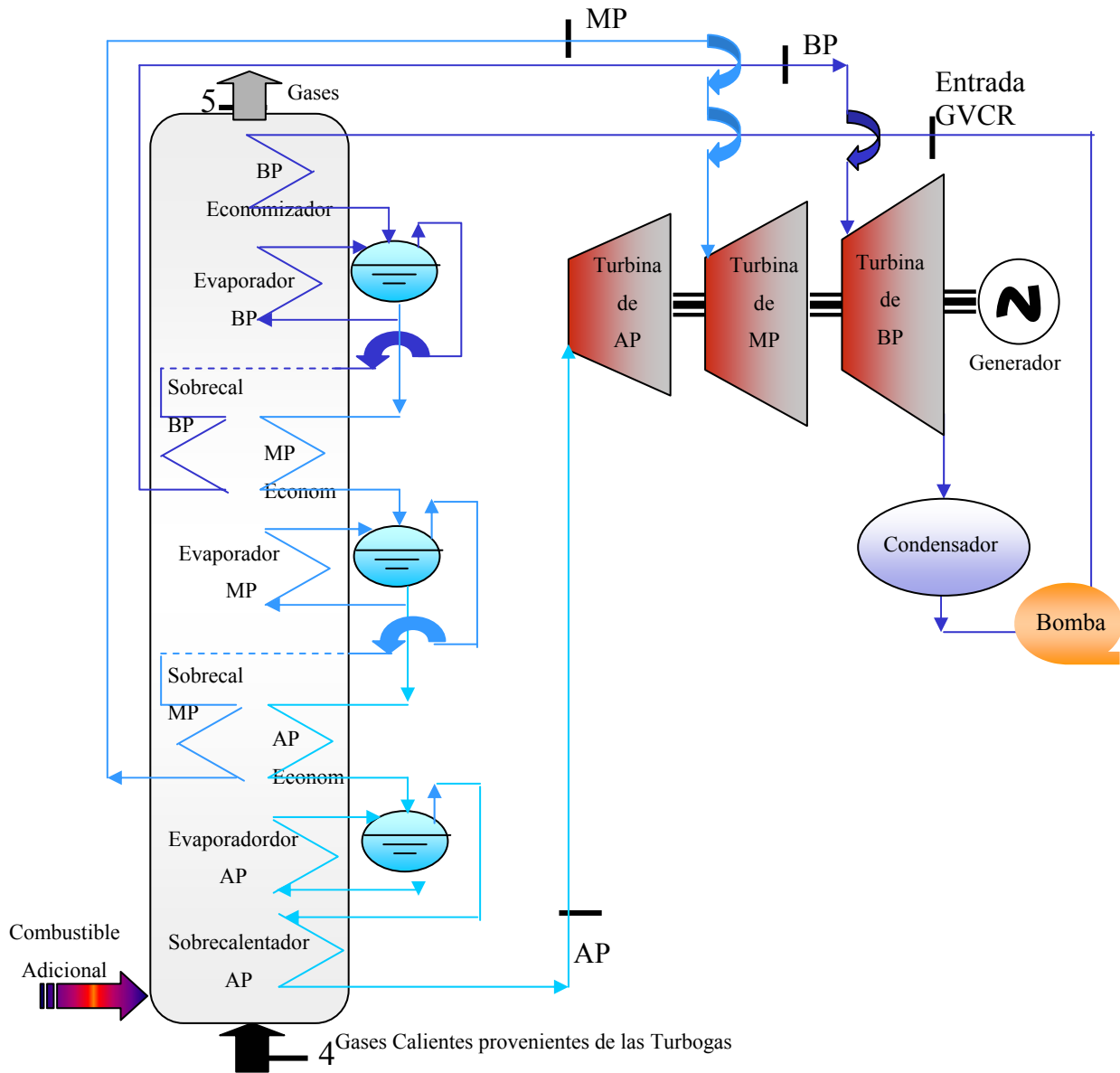
cenizas, y cuando se trabaje para cubrir necesidades de carga pico. La temperatura de los gases de escape de la turbina a gas debe ser 538°C (1000°F) o menos.

⊗ **Ciclo de múltiples presiones sin recalentamiento.**

Este ciclo tiene mayor eficiencia que el anterior debido a que la expansión del vapor se realiza en varias etapas, lo que permite un mejor aprovechamiento del vapor a través de la turbina, utiliza un GVCR correspondiente a los distintos niveles de presión de la turbina a vapor; en las figuras 4.13a y b se muestra un ciclo combinado de dos y tres presiones y su correspondiente GVCR. Según General Electric este ciclo representa una buena opción a seleccionar cuando se trabaja con combustibles costosos o en presencia de una operación con alto factor de capacidad.



4.13.a



4.13.b

a) C.C. de dos presiones sin recalentamiento. b) C.C. de tres presiones sin recalentamiento.

Figura 4.13.

Para la figura 4.13.a el flujo másico del combustible adicional se obtiene aplicando la Primera Ley de la Termodinámica al GVCR, obteniéndose la ecuación 4.2.:

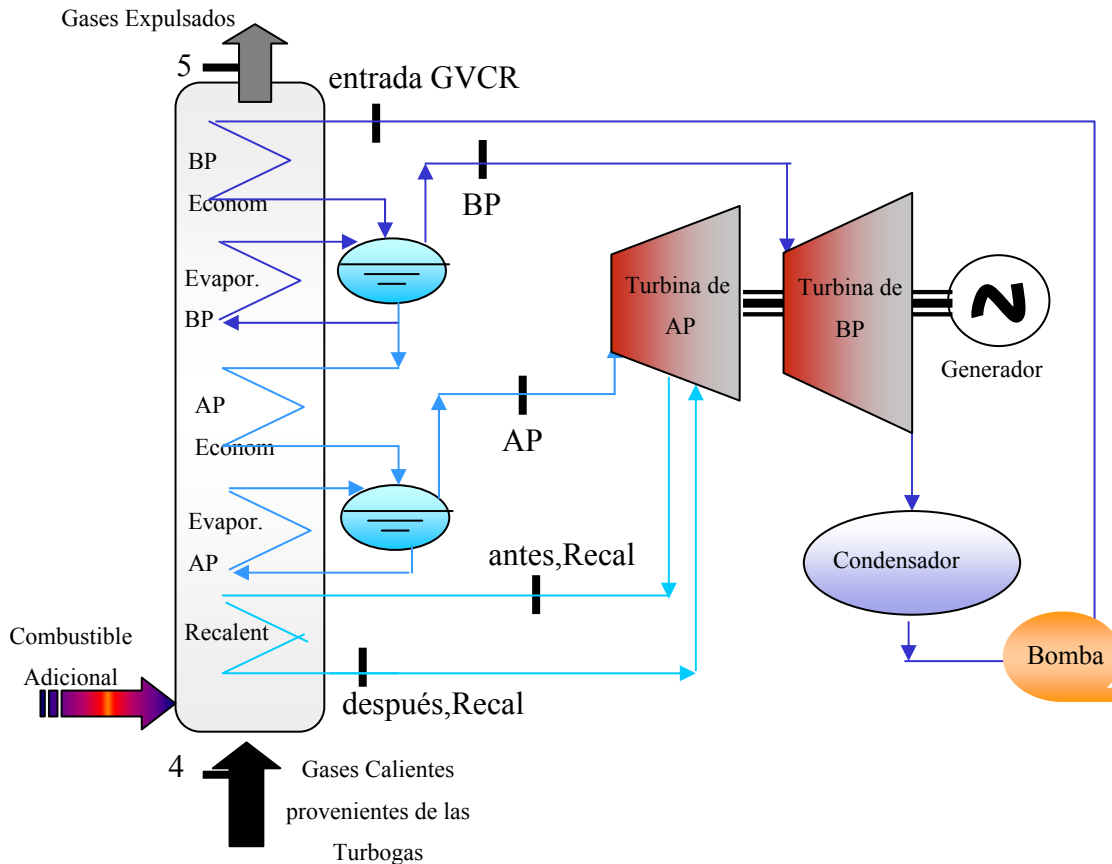
$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} * h_{AP} + \dot{m}_{BP} * h_{BP} - \dot{m}_{VaporTotal} * h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g * Cp * (T_5 - T_4)}{\dot{E}_c} \quad \text{Ec. 4.2.}$$

mientras para la figura 4.13b., con triple presión y aplicando de igual forma la Primera Ley de la Termodinámica queda:

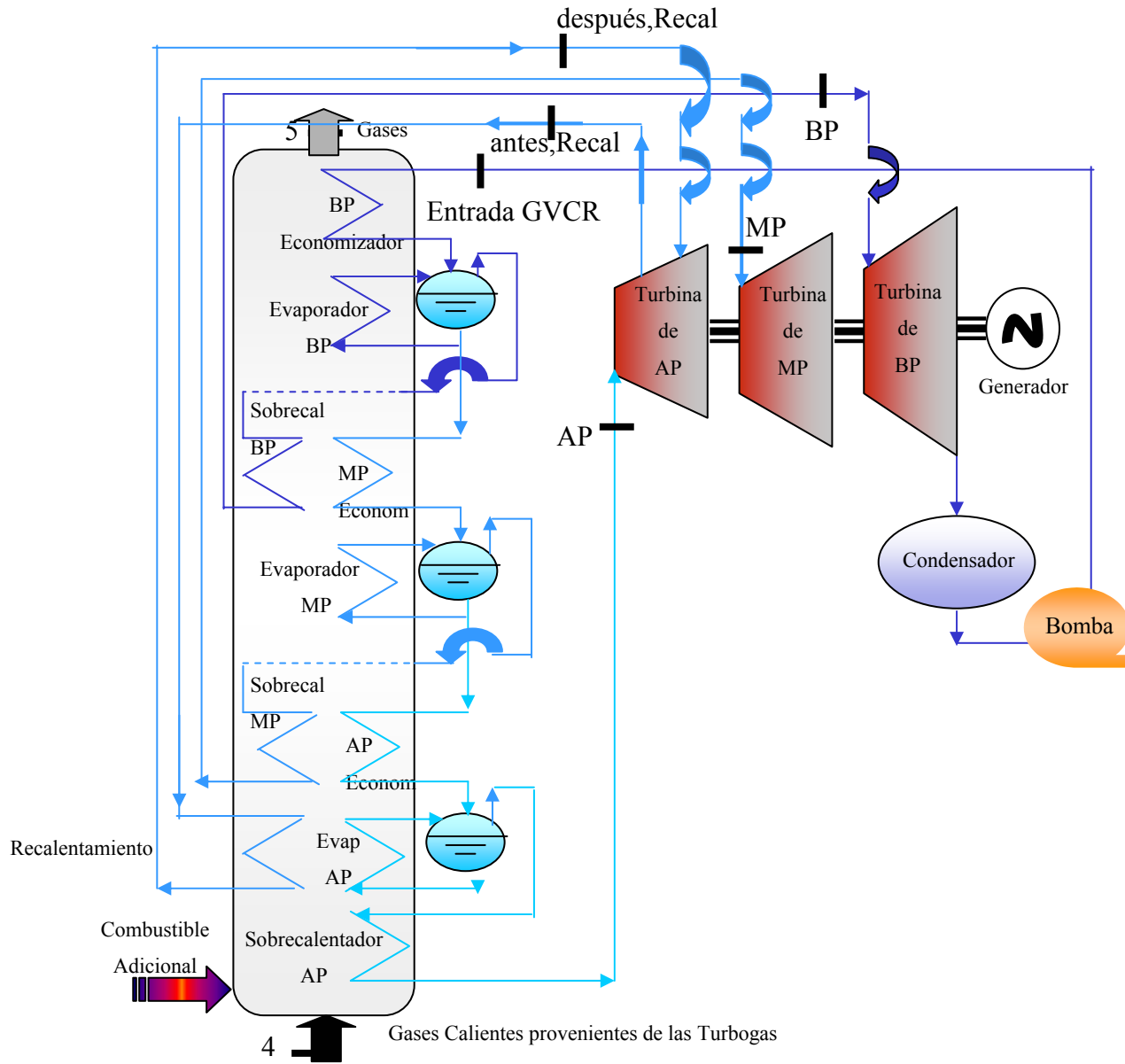
$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} * h_{AP} + \dot{m}_{MP} * h_{MP} + \dot{m}_{BP} h_{BP} - \dot{m}_{V,Total} h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g * Cp * (T_5 - T_4)}{\dot{E}_c} \quad \text{Ec.4.3}$$

⊗ **Ciclo de múltiples presiones con recalentamiento.**

General Electric expresa en su literatura que este ciclo es utilizado en combinación con turbinas a gas a altas temperaturas de escape, 539 °C (1100 °F) o más, lo que permite obtener un mayor rendimiento que en los dos casos anteriores, ya que presentan las ventajas de utilizar una expansión del vapor en varias etapas y, además, tiene la ventaja que proporciona el recalentamiento. Al igual que el caso de múltiples presiones sin recalentamiento el GVCR corresponde a los distintos niveles de presión de la turbina a vapor. Las figuras 4.14 a y b representan este ciclo y su GVCR, para el caso de dos y tres presiones con su respectivo recalentamiento.



4.14.a



4.14.b

a) C.C. de dos presiones con recalentamiento. b) C.C. de tres presiones con recalentamiento.

Figura 4.14.

Cuando el ciclo de múltiples presiones se le adiciona un recalentamiento, el cálculo del flujo másico de combustible queda para la figura 4.14.a, de doble presión, como se muestra en la ecuación 4.4 y la figura 4.14.b, triple presión, como la ecuación 4.5.

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} * (h_{AP} + h_{despues,Recal} - h_{antes,Recal}) + \dot{m}_{BP} h_{BP} - \dot{m}_{V,Total} h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g * Cp * (T_5 - T_4)}{\dot{E}_c}$$

Ec. 4.4.

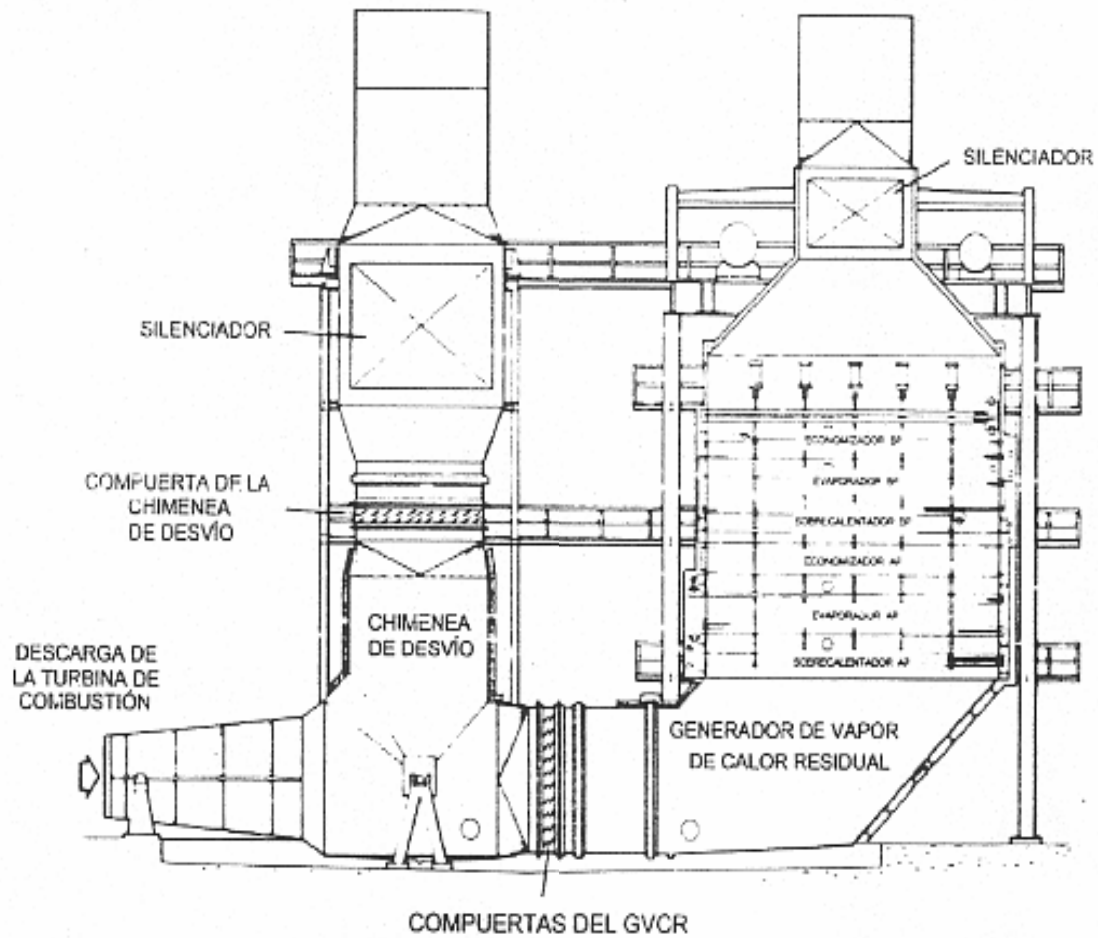
$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} (h_{AP} + x(h_{Des.recal} - h_{Antes.recal})) + \dot{m}_{MP} h_{MP} + \dot{m}_{BP} h_{BP} - \dot{m}_{VaporTotal} h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g Cp(T_5 - T_4)}{E_c}$$

Ec. 4.5.

Cada una de las anteriores, 4.4. y 4.5., se basan en las figuras 4.14.a y 4.14b, donde se puede notar que las ecuaciones son expresadas por la aplicación de la Primera Ley de la Termodinámica al generador de vapor de calor residual (GVCR), respectivamente con el nivel de presión con el que trabaje la turbina a vapor, considerándose el recalentamiento existente en la turbina a vapor.

Independientemente del ciclo a vapor que se utilice en el ciclo combinado, resulta conveniente instalar una chimenea de derivación entre la turbina a gas y el GVCR con el fin de permitir el funcionamiento de dicha turbina a gas, aun cuando el GVCR o la turbina a vapor estén fuera de servicio. Esta chimenea de derivación se conecta al GVCR por medio de una compuerta, la cual, aparte de permitir el paso total o no del flujo de gases calientes provenientes de la turbina a gas al GVCR, también puede ser utilizada como medio regulador de este flujo, lo que se traduce a su vez en un medio de control del flujo de vapor que se produce.

Además de esta, existe otra compuerta que permite o no el paso de los gases calientes a la atmósfera, en la figura 4.15 esta representada la chimenea de derivación acoplada a un GVCR, allí se puede observar la distribución de estos equipos y las compuertas mencionadas anteriormente.



Acople entre una chimenea de derivación y un GVCR.

Figura 4.15

4.4. TURBINAS A VAPOR

Las turbinas a vapor son un equipo por donde se hace circular el vapor proveniente del generador de vapor, el cual impulsa los alabes para generar un trabajo mecánico que será aprovechado en un proceso de generación de energía eléctrica. Las turbinas a vapor han tenido una gran utilidad como motores primarios debido a su capacidad de salida, la que puede variar desde unos cuantos caballos de potencia hasta más de 1300MW. En la figura 4.16. se muestra la representación física de una turbina a vapor.



Turbina a Vapor
Figura 4.16.

Las turbinas a vapor se encuentran compuestas fundamentalmente por el estator, basado en una serie de ruedas fijas con álabes, y el rotor, formado por ruedas móviles o rodetes, también con álabes. La clasificación de este tipo de turbinas se puede realizar de diferentes maneras:

✘ **Según las condiciones de suministro y escape del vapor.**

Esta se refiere a extracciones automáticas, con condensación, sin condensación, con presiones mixtas, con extracción regenerativa, con recalentamiento.

El vapor es generado y suministrado a la turbina en niveles de presión variados, debido a que no existen extracciones para el precalentamiento del agua de alimentación, esto origina un flujo de descarga aproximadamente mayor en un 30% en comparación al flujo admitido en la zona de alta presión. La turbina en sus últimas etapas es capaz de generar hasta un 15% de la potencia total, por tanto, es de suma importancia la eficiencia y el tamaño del área anular de las etapas de descarga en las aplicaciones de ciclos combinados.

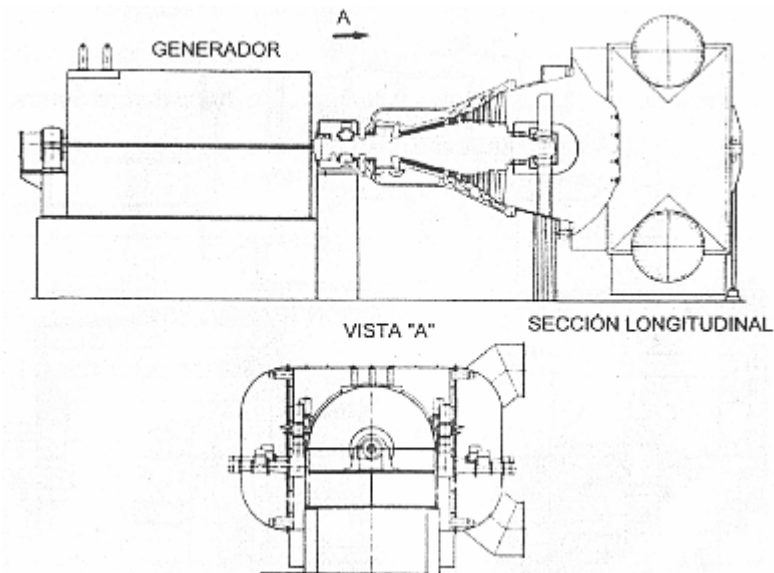
Con una finalidad de ajuste a la turbina, diferentes métodos de condensación se encuentran disponibles, además se disponen de áreas anulares en la descarga que afectan directamente la presión de descarga.

Aquellas turbinas a vapor con grandes áreas de descarga suelen ser mucho más costosas, aunque producen un aumento en la potencia y pueden llegar a ser una selección económica en aplicaciones donde la presión de descarga de la turbina es baja. Para casos contrarios, donde la presión de descarga es alta, las turbinas a vapor con una menor área de descarga son la selección económica, por sus bajos costos.

✘ **Según la disposición de la carcasa o de los árboles.**

Disposiciones de una carcasa, dos o más carcasas con los árboles acoplados en línea. A continuación se describen las turbinas a vapor según el número de árboles.

- ▣ **Turbinas a Vapor de un solo Árbol.** Este tipo de turbina puede ser ventajosa con un condensador axial, por su factibilidad de construcción. En la figura 4.17. se puede observar la sección longitudinal y la disposición para una turbina a vapor con una solo árbol para un ciclo de doble presión y un condensador axial.



Turbina de vapor de un solo árbol.

Figura 4.17

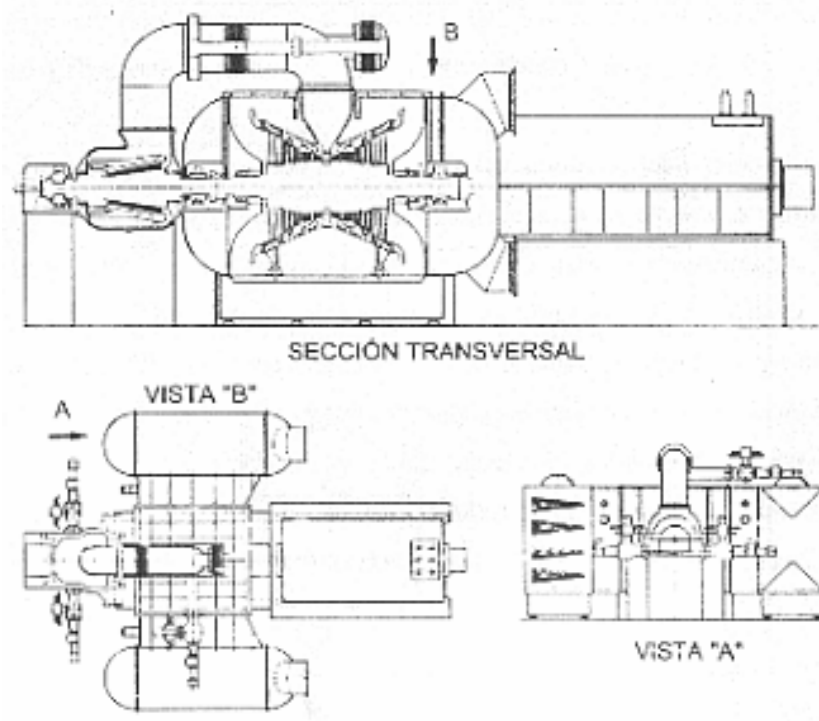
La construcción de una salida axial produce una disminución en las pérdidas en la descarga, obteniéndose mejores rendimientos en la turbina de baja presión. El espacio para el condensador requiere de un ancho de la planta bastante pequeño.

El funcionamiento y adición de un condensador axial con tubos de agua de enfriamiento transversales al eje de la turbina a vapor produce una mínima caída de presión en la zona de descarga de la turbina y el condensador, incrementándose la eficiencia.

Al igual que las turbinas a gas, las turbinas a vapor de carcasa simple, son por lo general, combinadas con condensadores enfriados por aire. En la actualidad, los generadores utilizados permiten el enfriamiento por aire con alta eficiencia y confiabilidad, para capacidades de hasta 220MW. Para las centrales de ciclo combinado que operan en carga base, se recomienda enfriamiento por aire totalmente cerrado.

- **Turbinas a Vapor de múltiples Árboles.** Las turbinas a vapor de múltiples árboles son utilizadas para funciones de producción de gran capacidad y de bajos niveles de vacío en el condensador. Por lo general, las turbinas a vapor de dos árboles se emplean en generación de potencia que posean de dos a más turbinas de gas. Adicionalmente, este tipo de turbina no solo se emplea para ciclos de vapor de una o múltiples presiones, sino además para turbinas con extracciones para aplicaciones de cogeneración. Una representación de este tipo de turbina es mostrada en la figura 4.18.

De acuerdo a términos termodinámicos, no son necesarios los precalentadores de agua de alimentación para el aumento de la eficiencia de los ciclos combinados. En las centrales de ciclos combinados, no se utiliza la extracción de agua de alimentación. Con excepción de la carcasa externa de aquellas turbinas de baja presión, las turbinas de alta y baja presión son iguales a las instalaciones en los diseños convencionales.



Turbina de vapor de doble árbol, doble presión y descarga lateral
Figura 4.18

✘ **Según el número de etapas de escape en paralelo.**

Referente al flujo de vapor, el que puede ser de flujo doble, triple, cuádruple, de seis y hasta ocho flujos.

✘ **Según el diseño de las etapas de expansión.**

La expansión de una turbina puede ser de acción o de reacción, aunque no existen turbinas que funcionen enteramente por reacción. Estas turbinas de reacción se caracterizan por el hecho de que la expansión del vapor se produce tanto en los alabes directores (tobera) como en los receptores del vapor. El vapor actúa tanto por su energía cinética como por su presión.

✘ **Según la dirección del flujo de vapor dentro de la turbina.**

Existen unidades con flujo axial, flujo radial, flujo tangencial. Sin embargo, predominan las unidades de flujo axial.

✘ Según sea de expansión simple o de expansión múltiples.

Las turbinas pequeñas, son diseñadas con caídas pequeñas de energía, comúnmente de una sola expansión; las unidades de mayor tamaño son de expansiones múltiples. Las turbinas de expansiones múltiples se caracterizan por tener la entrada del vapor por el rodete fijo, cuyos alabes tienen una sección de pasaje que se va estrechando para producir una expansión parcial; el vapor expandido choca contra otra pared móvil a la que le imprime un movimiento de rotación, atravesándola a presión constante; pasando luego por una segunda rueda fija donde sufrirá una nueva expansión, así sucesivamente hasta ocasionar una expansión completa a la presión del condensador.

✘ Según el tipo de aparato impulsado.

Esta es capaz de impulsar un generador eléctrico, un dispositivo mecánico, un barco.

✘ Según la naturaleza del abastecimiento de vapor.

Las turbinas a vapor pueden estar abastecidas por generadores de vapor que queman combustible fósil, o bien por reactores nucleares de agua ligera.

Existen numerosas ventajas resultantes de las turbinas a vapor, entre las que tenemos:

- Tienen un consumo de aceite de lubricación bajo.
- No requieren lubricación interna.
- Tienen gran capacidad de sobrecarga.
- Alta confiabilidad.
- Bajos costos de mantenimiento.
- Tienen capacidad para operar a temperaturas considerablemente elevadas.

El vapor necesario para el funcionamiento de este tipo de turbinas, se produce en los generadores de vapor (GV), donde se quema combustible en el hogar, que forma parte del GV. Luego de obtenido el vapor, es conducido por medio de tuberías hasta las turbinas a vapor.

El intercambio de energía en un ciclo de vapor se realiza siguiendo tres (3) clases de

circuitos principales y varios auxiliares., es decir:

- ↻ Circuito de combustible.
- ↻ Circuito de agua-vapor.
- ↻ Circuito de energía eléctrica.
- ↻ Circuitos auxiliares.

↻ Circuito de combustible.

El combustible es llevado al generador de vapor (GV), donde es quemado. El GV consta de un espacio cerrado por paredes de mampostería, en las que se hace circular el aire necesario para que se realice la combustión lo más completa posible. Luego de realizada la combustión, los gases producto de esta pasan a través de un conducto para ser expulsados al exterior. Como estos gases aún se encuentran a altas temperaturas se puede aprovechar la energía térmica en ellos contenida para un circuito primario de uno (1) o varios recalentadores de vapor y para el circuito primario de uno (1) o más economizadores del agua de alimentación del GV. Finalmente los gases pasan a la chimenea de tiro natural o de tiro forzado, por donde salen al exterior. El circuito de combustible se ve representado en los esquemas 4.1. y 4.2. donde el mismo es llevado desde los tanques respectivos hacia la turbina, mientras que en el esquema 4.3. se muestra el proceso de aprovechamiento de la energía de los gases calientes.

↻ Circuito de agua-vapor.

Inicialmente el agua es evaporada dentro del generador de vapor (GV). Como aún el vapor contiene partículas líquidas, a la salida del GV, se hace pasar por un circuito secundario de uno (1) o más recalentadores primarios, localizados en la trayectoria de los gases de escape. Desde el GV, el vapor a presión y a alta temperatura, es conducido hasta la turbina a vapor para ser expandido produciendo energía mecánica que luego es transformada en energía eléctrica. Las turbinas pueden tener extracciones de vapor, el cual es trasladado hacia los recalentadores secundarios del GV, sufriendo nuevos recalentamientos para ser posteriormente expandido en las siguientes etapas de la misma turbina a vapor ó en otras turbinas a vapor independientes. Mientras más frío salga el vapor de la turbina mayor rendimiento se obtendrá. El vapor pasa al condensador, donde se condensa hasta que se transforma en agua nuevamente. La

condensación es realizada haciéndose pasar agua fría a presión por el condensador. Las centrales localizadas en cercanías a ríos, embalses o incluso el mar, disponen de agua en abundancia, sin embargo, para aquellas donde se tenga poca disponibilidad de agua, se puede utilizar torres de enfriamiento (para la recirculación del agua del condensador). El agua resultante de la condensación y procedente de la turbina es impulsada al GV por medio de las bombas de alimentación. Si se desea aumentar el rendimiento térmico del conjunto, es conveniente hacer pasar el agua a través de los circuitos secundarios de uno (1) o más precalentadores, calentados por las extracciones de vapor de las turbinas (como se menciono anteriormente) y uno o más economizadores. En el esquema 4.3. se muestra el circuito agua-vapor descrito anteriormente.

↻ Circuito Eléctrico

La energía eléctrica es obtenida de los generadores eléctricos, que son accionados por las turbinas a vapor. Desde los generadores la corriente eléctrica llega a los transformadores apropiados, que son los encargados de elevar la tensión de la energía producida.

↻ Circuitos Auxiliares.

Una central térmica a vapor necesita de muchos sistemas auxiliares para su funcionamiento, sin embargo a continuación se mencionarán los más importantes de estos.

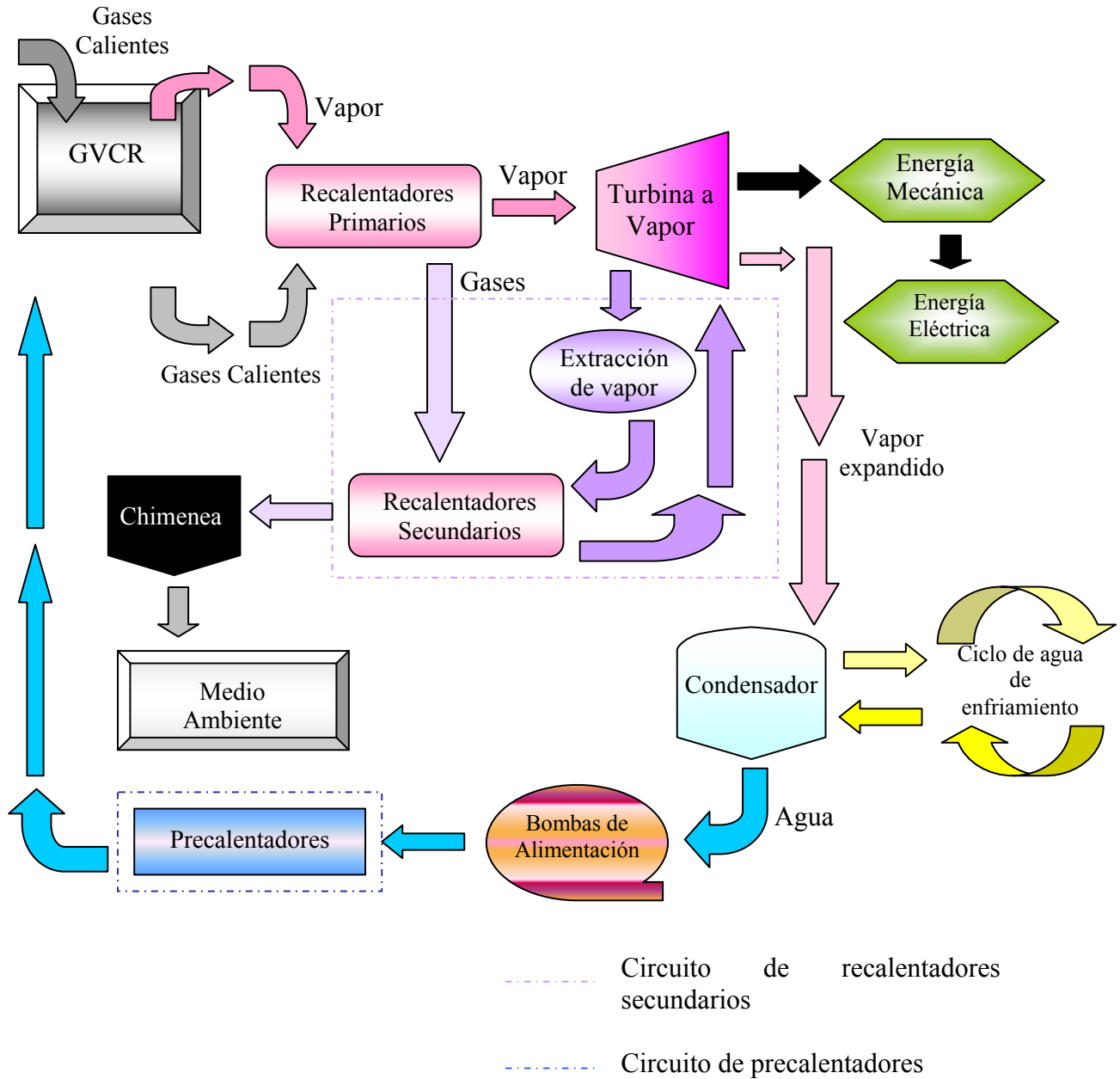
☞ Circuito de aire de combustión.

El aire necesario para la combustión en el generador de vapor (GV) es inyectado a presión a través de unos soplantes, que hacen pasar el aire por calentadores bajo la acción de los gases de la combustión.

☞ Circuito de eliminación de cenizas y escorias.

Todo tipo de residuo producto de la combustión, como las cenizas y las escorias, deben ser eliminadas a medida que se producen en el generador de vapor, para esto

es necesario instalaciones apropiadas que supriman las anteriores.



Funcionamiento del circuito agua-vapor.

Esquema 4.3.

☞ Circuito de tratamiento de agua de alimentación.

El agua de alimentación del generador de vapor debe ser tratada previamente para la eliminación de las sales y otras sustancias que está pueda llevar disueltas, así se

podrá evitar la corrosión en las tuberías del generador de vapor.

☞ Circuito de agua de refrigeración.

Existen diferentes dispositivos de la central que necesitan ser refrigerados por agua fría, por esto se hace necesario considerar un circuito de refrigeración que permita cubrir las necesidades de agua fría.

☞ Circuito de lubricación.

Para la lubricación de cojinetes en las máquinas motrices, generadores eléctricos, bombas y motores es conveniente centralizar el servicio de un sistema de lubricación, con depósitos y tuberías adecuadas, recuperando el lubricante a la salida de las máquinas, haciéndolo pasar por depuradoras y filtradoras.

☞ Circuito de mando.

El complejo funcionamiento de una central térmica a vapor necesita de varios circuitos para el mando de las máquinas y los dispositivos de la misma.

Entre los circuitos auxiliares mencionados anteriormente, se debe destacar como uno de gran importancia, el circuito de tratamiento de agua de alimentación, ya que, las impurezas contenidas en el agua pueden llegar a producir efectos perjudiciales, como las incrustaciones (capa blanda o dura depositada sobre la superficie interna de las tuberías del generador de vapor), corrosión (desgaste anormal de las tuberías por acción electrolítica de las sustancias sueltas en el agua, oxígeno) y espumas (formación de espumas por la presencia de álcalis, materia orgánica en suspensión o sales sódicas solubles).

Existen dos sistemas de tratamiento para obtener el agua en condiciones de alimentar a un generador de vapor, estos son los siguientes:

☞ Tratamiento por Procedimientos Químicos.

Consiste en añadir al agua una determinada sustancia que permita la precipitación de las materias incrustantes que el agua contenga.

☞ Tratamiento por procedimientos Térmicos.

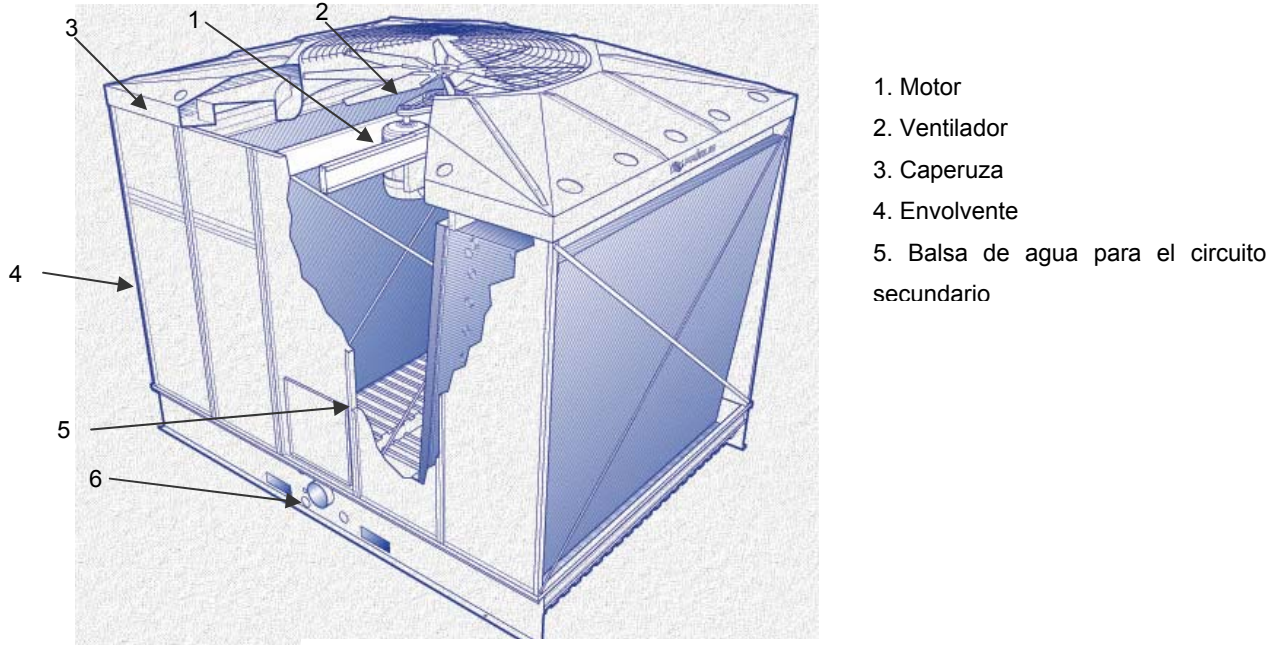
La destilación del agua permite obtener agua casi pura. En las centrales térmicas que utilizan condensadores de superficie y el vapor condensado vuelve a los generadores de vapor, el agua a destilar será únicamente la necesaria para compensar el agua de las pérdidas por fuga. Los dispositivos que se utilizan para producir agua destilada se denominan vaporizadores.

4.5. TORRES DE ENFRIAMIENTO

En el ciclo Rankine se genera gran cantidad de calor que debe ser disipado al ambiente, esta transferencia puede hacerse por medio del empleo de agua para la refrigeración del sistema. Sin embargo, cuando no se cuenta con suficiente agua corriente para la refrigeración, una alternativa que permite ahorrar agua y reducir los costos económicos, consiste en enfriar el agua utilizada mediante una torre de refrigeración y devolverla de nuevo al circuito, formando un ciclo cerrado. Las torres de refrigeración, por tanto, son dispositivos cuya función es enfriar el agua dispersando el calor proveniente del proceso y que involucra conjuntamente los fenómenos de transformación de transferencia de calor y de masa (evaporación controlada por el contacto directo del agua con el aire).

Para que se logre el efecto de transferencia de calor es importante que la gota de agua permanezca el mayor tiempo posible en contacto con el aire durante su trayectoria o caída, lo cual se puede llegar a alcanzar con el diseño de la altura de la torre e interponiendo obstáculos (el relleno), que detengan y al mismo tiempo rompan la gota para así facilitar más el proceso de evaporación. El ventilador situado en la parte superior de la torre, aspira el aire que es conducido a contra corriente del agua, evaporando una pequeña cantidad de la misma, absorbiendo así el calor latente de evaporación y descargándolo a la atmósfera. El resto del agua es recirculada mediante una bomba que impulsa el agua desde la bandeja hasta los pulverizadores (circuito secundario). Una pequeña cantidad de calor se transmite directamente al aire exterior por convección, como si se tratara de un aerorefrigerante. El principio físico en el que se basa el funcionamiento se denomina enfriamiento evaporativo.

En la figura 4.19. pueden apreciarse los elementos principales que forman parte de las torres de circuito cerrado ya ensamblados.



Partes de una torre de enfriamiento.

Figura 4.19.

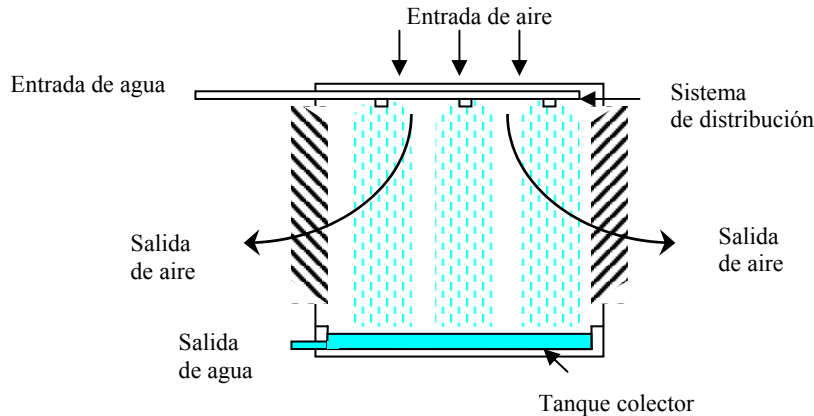
Para el enfriamiento se utiliza la diferencia de temperatura entre el agua caliente y la temperatura exterior del aire. El rendimiento de una torre de refrigeración, depende, principalmente, de la superficie de intercambio de calor que se ha montado, de la buena distribución del agua, de la cantidad de aire aspirado y del estado del aire exterior. El límite teórico de enfriamiento es la temperatura en el termómetro húmedo o temperatura de bulbo húmedo.

Las torres de enfriamiento pueden ser clasificadas de diferentes maneras, una de estas es según el tiro; la palabra “tiro” se refiere a la diferencia de presión necesaria para hacer que el aire fluya a través de la torre, estas se dividen en torre de enfriamiento de tiro natural y torres de enfriamiento de tiro mecánico, explicadas a continuación:

❖ **Torres de Enfriamiento de tiro natural**

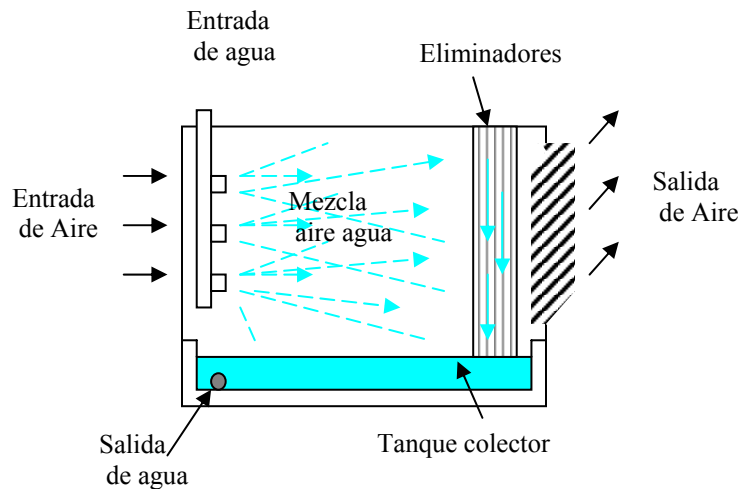
Este tipo de torre no posee ventilador para generar la diferencia de presión que ocasione el movimiento del aire a través de la misma, dicho movimiento es ocasionado por otros

medios, un ejemplo de esto es la Torre de Aspersión Atmosférica, figura 4.20, donde el agua caliente es bombeada a la parte superior de la torre y rociada al interior mediante unas boquillas. El efecto de aspersión atrae o induce hacia abajo el aire que entra por la admisión en la parte superior de la torre, saliendo luego por las rejillas laterales.



Torre de Aspersión Atmosférica.
Figura 4.20

Este tipo de torre no es eficiente, ya que el efecto de inducción de aire es reducido, además la torre necesita de una gran estructura lo que aumenta los costos. Otro ejemplo de torre de tiro natural es la llamada Torre Eyectora de Enfriamiento, figura 4.21, donde el rociado del agua a alta velocidad y dirigida en sentido horizontal, induce el aire a la entrada y lo hace circular a través de la torre; el agua es capturada en los eliminadores y llevada al tanque colector.



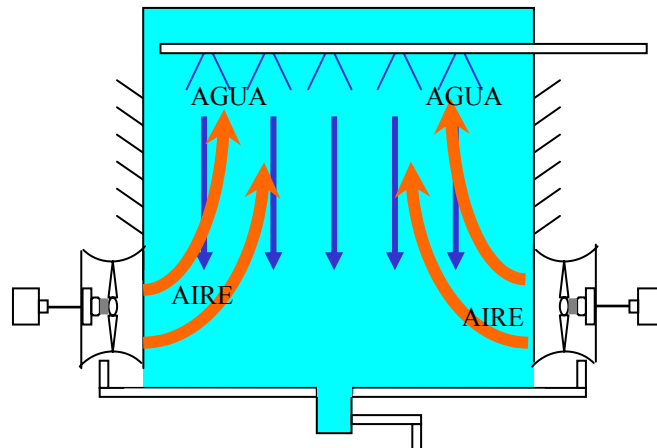
Torre eyectora de enfriamiento.
Figura 4.21

❖ Torres de Enfriamiento de tiro mecánico

Este tipo de torres utiliza ventiladores para crear la diferencia de presión que hace circular el aire a través de la misma. Este funcionamiento permite una mayor circulación de flujo de aire que en las torres de tiro natural, por esto las torres de tiro mecánico son más pequeñas que su similar en capacidad funcionando bajo tiro natural. Además, con el uso de ventiladores se puede tener un flujo de aire controlado, que hace posible determinar la capacidad de enfriamiento de la torre con exactitud. Como se ha descrito anteriormente, en el interior de las torres de enfriamiento se crea una corriente de aire mediante el empleo de ventiladores. Según el diseño de la torre, el ventilador puede ocupar dos posiciones diferentes, dando lugar a dos tipos de torres de enfriamiento de tiro mecánico:

❖ Torres de Enfriamiento de tiro mecánico y aire forzado

Son aquellas en las que el ventilador fuerza la entrada de aire en el interior de la torre. Existe en el interior una situación de sobrepresión. El ventilador está situado en el punto de captación de aire, es decir "la entrada" (físicamente el ventilador está situado en la parte inferior de la torre). En la figura 4.22. se muestra un esquema simplificado de una torre de este tipo.

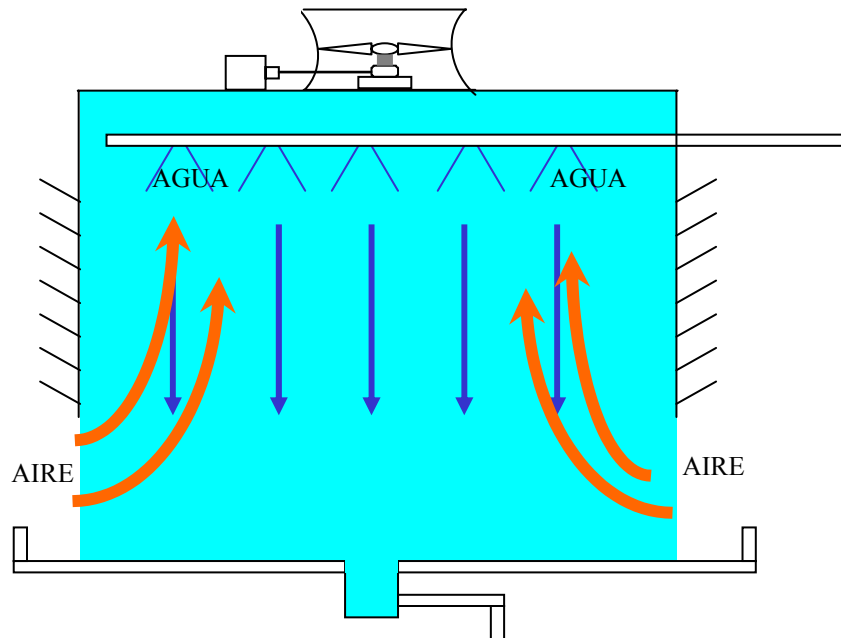


Torre de enfriamiento de aire forzado.

Figura 4.22.

❖ Torres de Enfriamiento de inducción

Son aquellas en las que el ventilador fuerza la salida de aire del interior de la torre de refrigeración. Existe en el interior una situación de baja presión. Un ventilador está situado en el punto de emisión de aire, es decir "la salida" (físicamente el ventilador está en la parte superior de la torre). En la figura 4.23. se muestra un esquema simplificado de una torre de enfriamiento de este tipo.



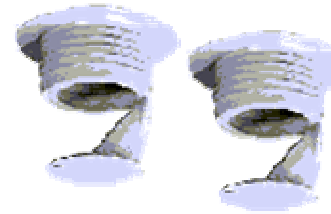
Torre de enfriamiento de inducción.

Figura 4.23.

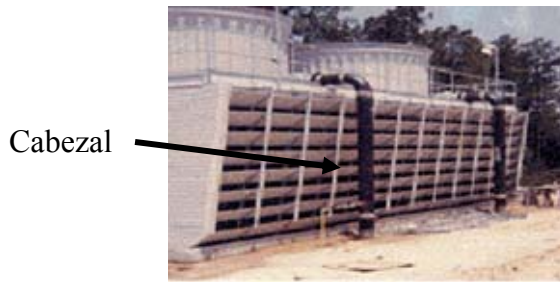
Las torres de enfriamiento también se dividen en torres húmedas y torres secas, la diferencia de estas es que las torres de enfriamiento húmedas descargan el calor cedido, por el condensador, a la atmósfera a través del calentamiento del aire atmosférico y por una fracción del agua que se evapora, es decir, se elimina calor latente y sensible. Para el caso de las torres de enfriamiento secas la eliminación del calor se realiza solo por el calentamiento del aire atmosférico, es decir, se elimina el calor sensible.

Las características constructivas de los diferentes elementos que componen las torres de refrigeración de circuito cerrado son:

- ◆ **Boquillas.** Dispositivo utilizado para controlar la distribución del agua en la parte superior de una torre de enfriamiento, figura 4.24. Las boquillas se encuentran diseñadas de forma tal que suministren en forma de rocío (spray), si es a presión (torre tipo contraflujo), o de chorro si es por gravedad (torre tipo flujo cruzado).



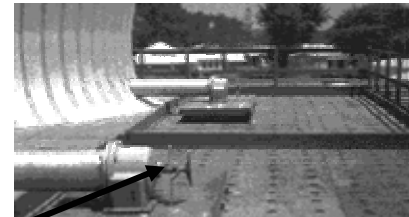
Boquillas
Figura 4.24.



Cabezal
Figura 4.25.

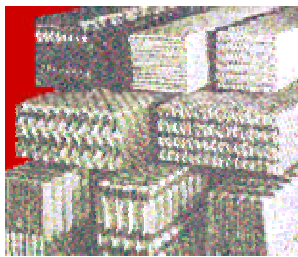
- ◆ **Cabezal.** Tubería principal que conduce el agua a cada celda o a la tubería del sistema de distribución a cada celda.

- ◆ **Válvula de control de flujo.** Controlada manualmente y que por lo general se encuentra en la línea de alimentación de agua caliente, figura 4.26.



Válvula de control de
flujo

Válvula de control de flujo
Figura 4.26.



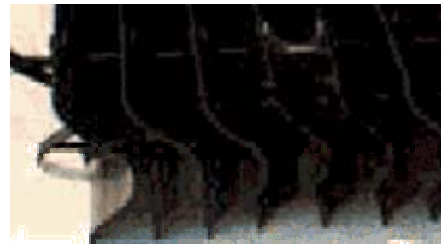
Relleno
Figura 4.27.

- ◆ **Relleno.** Parte del sistema interno de la torre de enfriamiento, figura 4.27., que puede consistir en barras de salpiqueos u hojas verticales de diferentes configuraciones, con el fin de afectar la superficie de transferencia de calor entre el agua de circulación y el aire que se hace fluir a través de la torre.

- ◆ **Eliminadores de rocío.** Por encima de la distribución del agua se encuentra los eliminadores de rocío que minimizan las pérdidas por arrastre debido al rociado, ya que su función se basa en retener las gotas de agua que son arrastradas por el aire. El eliminador se compone de diversas unidades dispuestas lateralmente. La forma especial del perfil de los elementos permite una gran capacidad de separación con una pequeña pérdida de presión. Es un ensamblaje que puede ser fabricado de madera, metal o PVC. En la figura 4.28 se muestra una torre con pérdidas por rocío y un eliminador del mismo.



a.



b.

a. Torre de enfriamiento con pérdidas por rocío. b. Eliminadores de rocío.

Figura 4.28

- ◆ **Depósito de agua fría.** Bandeja estructural localizada en la parte inferior de la torre de enfriamiento. Su función principal es recibir y recolectar el agua fría para que pueda ser succionada para su recirculación. Generalmente en la bandeja se instala un flotador o boya, similar al de una cisterna, que regula el nivel del agua, de tal forma que permite la entrada de agua de renovación a medida que se producen pérdidas en el circuito. Los materiales de construcción son: madera tratada, metal, fibra de vidrio o concreto.
- ◆ **Persianas (louvers).** Con vientos laterales existe la posibilidad de que el agua rociada sea impulsada al exterior, produciendo pérdidas de agua. Para reducir estas pérdidas se ha previsto, en las torres unas persianas especiales en las entradas de

aire que disponen de separador de gotas. Para regular el flotador y para limpiar la bandeja de recogida del agua, se dispone de un bloque de persiana de fácil desmontaje. En la Figura 4.29. se muestra unas persianas de torre.



Persianas
Figura 4.29.

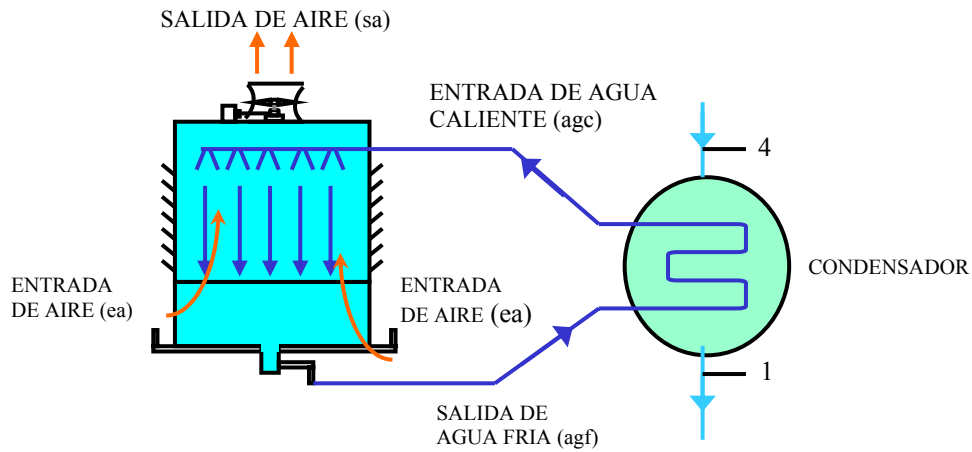
- ◆ **Cuerpo de la torre de refrigeración.** El cuerpo de la torre y la bandeja de recogida de agua están contruidos de materiales resistentes a la corrosión, como: poliéster reforzado con fibra de vidrio. El anillo soporte del ventilador es aguantado por la carcasa superior de la torre.
- ◆ **Equipo de refrigeración.** El intercambiador de calor se compone de uno o dos bloques de serpientes de tubos. Los tubos están inclinados para que se pueda vaciar el agua a través de un colector. Estos tubos están montados sobre un marco de acero. Tanto los tubos como el marco de acero están galvanizados por inmersión.
- ◆ **Bomba del circuito secundario.** La bomba del circuito secundario recircula el agua una vez recolectada en la bandeja.
- ◆ **Filtro.** El filtro impide la entrada de impurezas gruesas en el circuito de refrigeración y puede montarse en la bandeja inferior de la torre o en un depósito separado.
- ◆ **Ventilador.** Los ventiladores con que van provistas las torres tienen como función crear una corriente de aire para el enfriamiento del agua.

El agua es un cuerpo químico que contiene siempre, en mayor o menor cantidad, sales diluidas y gases. Cuando se produce la evaporación del agua, se origina una evasión de los gases con el vapor, mientras las sales se sedimentan. En el servicio con torres de enfriamiento, esto significa que el caudal de agua en circulación está aumentando

continuamente su contenido de sales. Si no se toman las medidas pertinentes, la acumulación continua, incluso de pequeñas cantidades de sales, producirá tal concentración de las mismas que, después de alcanzar el límite de solubilidad, conducirá a la formación de incrustaciones. Además, esta agua enriquecida en sales, representa un campo ideal de alimentación para las algas y otros pequeños seres vivos, principalmente cuando el agua de refrigeración contiene también fosfatos, nítritos, hierro y otras sustancias orgánicas. Para evitar un inadmisibles enriquecimiento en sales en el circuito de agua, existen medidas muy sencillas; por ejemplo, la evacuación constante de una cierta cantidad del caudal en circulación o, a su debido tiempo, la purga completa de dicho caudal. Generalmente es preferida la primera de estas medidas debido a que no requiere ninguna pérdida de tiempo para realizarla. Si el contenido del agua adicional en sales, fuera tan grande que sobrepasase el límite admisible, aún procediendo a la evacuación continua de parte del caudal en circulación, no sería posible evitar la formación de incrustaciones. En este caso el agua debe ser tratada.

En las torres de enfriamiento un parámetro significativo para su diseño es la temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire (T_{bh}), la cual debe ser siempre mayor (teóricamente puede ser a lo sumo igual) que la temperatura del agua fría a la salida de la torre (T_{agf}), la diferencia de estas temperaturas es conocida como distancia límite de enfriamiento (DEL) o aproximación, “approach” en inglés, esta diferencia es significativa para el tamaño de la torre, cuanto mayor sea dicha distancia límite de enfriamiento, más pequeña se hace la torre y, por consiguiente, más económica. La distancia límite debe ser, como mínimo, de 3-4° C, según SULZER, un fabricante español de estas torres. Por otro lado se tiene que la temperatura de salida del aire (T_{sa}) de la torre no puede ser mayor a la temperatura del agua caliente, que ingresa a la misma, proveniente del condensador.

Para conocer la capacidad de enfriamiento de una torre, se hace necesario la aplicación de la ecuación de la energía sobre la misma y sobre el condensador al cual se encuentra instalada, en la figura 4.24 se muestra un bosquejo de la adaptación de estos dos equipos.



Condensador y torre de enfriamiento

Figura 4.30

La ecuación para la torre de enfriamiento se escribe como:

$$\dot{m}_{ag} * h_{agc} + \dot{m}_a * h_{ea} + \omega_{ea} * \dot{m}_a * h_{ev} - (\dot{m}_{ag} - \dot{m}_a * (\omega_{sa} - \omega_{ea})) * h_{agf} - \dot{m}_a * h_{sa} - \omega_{sa} * \dot{m}_a * h_{sv} = 0 \quad \text{Ec. 4.6.}$$

Donde:

\dot{m}_{ag} = Flujo másico de agua caliente.

\dot{m}_a = Flujo másico de aire seco.

h_{agc} = Entalpía del agua caliente.

h_{agf} = Entalpía del agua fría.

h_{ea} = Entalpía del aire seco a la entrada de la torre.

h_{sa} = Entalpía del aire seco a la salida de la torre.

h_{ev} = Entalpía del vapor de agua en la entrada de la torre.

h_{sv} = Entalpía del vapor de agua en la salida de la torre.

ω_{ea} = Humedad específica del aire a la entrada.

ω_{sa} = Humedad específica del aire a la salida.

Mientras que para el condensador la ecuación de la energía se escribe como sigue:

$$\dot{m}_v * h_4 + \dot{m}_{ag} * h_{agf} - \dot{m}_v * h_1 - \dot{m}_{ag} * h_{agc} = 0 \quad \text{Ec. 4.7.}$$

donde:

\dot{m}_v = Flujo másico de vapor que sale de la turbina al condensador.

h_4 = Entalpía del vapor a la entrada del condensador.

h_1 = Entalpía del agua a la salida del condensador.

El agua de reposición por evaporación de la torre de enfriamiento es igual a la ecuación 4.8. Sin embargo es de hacer notar que desde el punto de vista de aplicación se debe considerar incluir la cantidad de agua necesaria para las purgas, la filtración que representa aproximadamente 1% del agua de enfriamiento, y las pérdidas por arrastre que varía de 0,25-0,5% del agua de enfriamiento para una torre de tiro mecánico, según el Ing. Martiniano A. Rodriguez; estas últimas no se aplican en este trabajo.

$$\dot{m}_{ag, evap} = \dot{m}_a * (\omega_{sa} - \omega_{ea}) \quad \text{Ec. 4.8.}$$

Haciendo uso de las ecuaciones 4.6, 4.7 y 4.8 es posible determinar la masa de agua y de aire necesarias para enfriar cierta masa de vapor de la turbina, al mismo tiempo que se determina el agua de reposición para la torre de enfriamiento. Adicional a esto se debe utilizar conocimientos en psicometría, debido a que las torres trabajan bajo esta teoría, para determinar las condiciones del aire y agua con que trabajará la torre de enfriamiento.

Para efectos prácticos el Ing. Edwar Pita. recomienda utilizar la siguiente ecuación para el calculo del caudal (en galones por minuto, GPM) necesarios para el rechazo de calor en el condensador:

$$\text{Caudal} = \frac{Q_{cond}}{500 * COB} \quad \text{Ec. 4.9}$$

donde:

Caudal = Galones por minuto de agua para la condensación.

Q_{cond} = Calor que debe ser rechazado en el condensador (Btu/h).

COB = Cobertura (°F).

500 = Factor de conversión de unidades.

La cobertura de una torre de enfriamiento se define como la diferencia entre la temperatura del agua caliente, que entra, y la temperatura del agua fría, que sale de dicha torre. En el mercado se define a esta diferencia de temperatura como rango.

4.6. CONDENSADORES

El condensador en una central térmica a vapor tiene la función de recibir dicho vapor descargado de la turbina de baja presión y condensarlo para ser usado nuevamente en un ciclo cerrado.

Existen diferentes tipos de condensadores, entre los que se mencionan:

- * Condensadores de contacto directo.
- * Condensadores de superficie.
- * Condensadores de vapor enfriados por aire.

A pesar que los condensadores de contacto directo (inyectan el agua de enfriamiento en la corriente de vapor) han sido utilizados en casos particulares, los condensadores de superficie enfriados por agua son los más empleados en las modernas centrales energéticas. Sin embargo, los condensadores de vapor enfriados por aire poseen una ventaja que no disponen los condensadores de superficie, no necesitan de una fuente de suministro de agua.

Los condensadores de superficie son caracterizados por cuatro (4) funciones importantes:

1. El uso de este tipo de condensador permite obtener mínimas presiones en la descarga de la turbina a vapor, maximizando la eficiencia térmica y reduciendo el consumo específico de calor.
2. Mantienen la pureza del agua, lo que con lleva a la reutilización de la misma y a la disminución de los costos para el tratamiento del agua.
3. Como elimina el aire del vapor condensado, reduce los riesgos de corrosión en los componentes del sistema de generación de potencia.
4. Funciona como medio colector para todos los drenajes de condensado.

Para el cumplimiento exacto de estas funciones, los condensadores necesariamente deben estar perfectamente sellados, así se previene la infiltración de aire ambiental o la transferencia del agua de enfriamiento a la zona de condensación del vapor. El agua de enfriamiento requerida para la absorción de calor rechazado por el vapor debe ser de 50 a

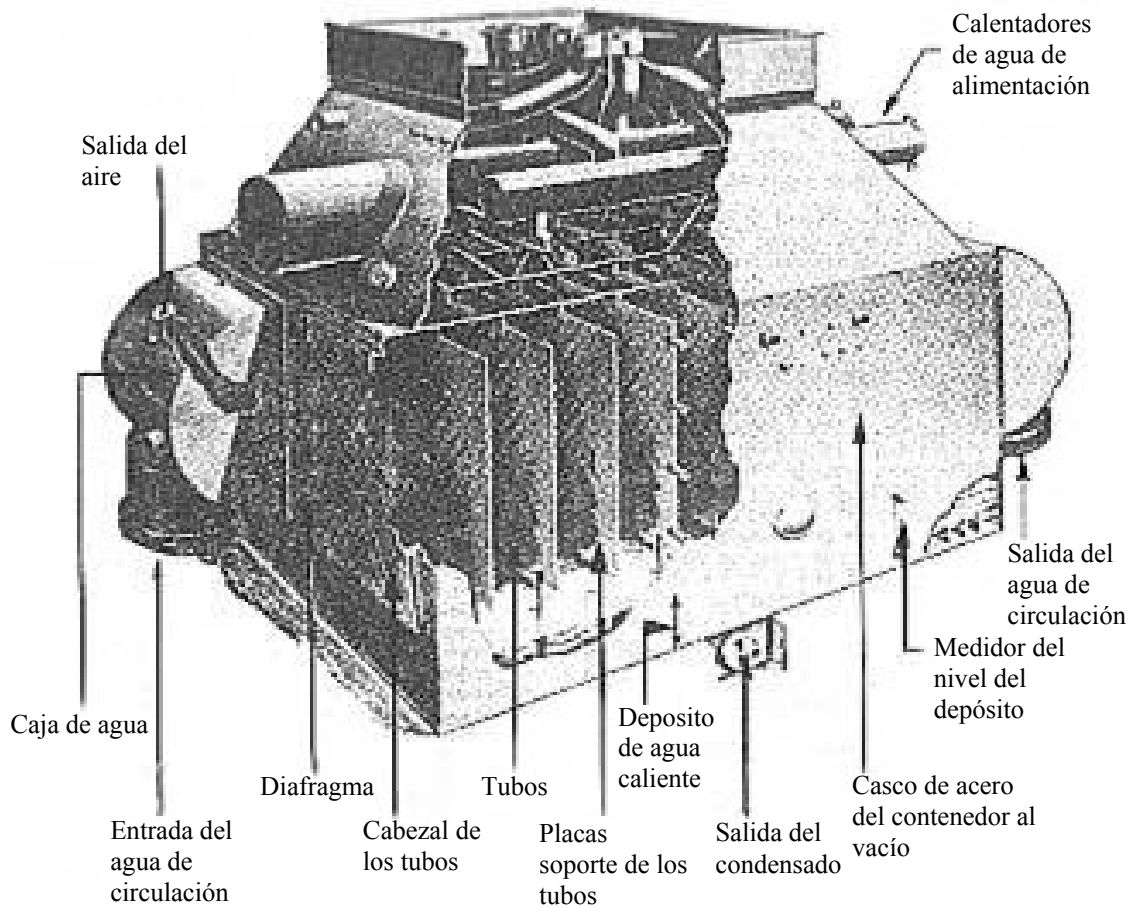
80 veces la cantidad de flujo másico de vapor, como se indica en el trabajo especial de grado del Ing. José Luis Mata (Análisis Técnico-económico de los Ciclos Combinados usando Turbinas de Combustión de Tecnología Avanzada); además las presiones de descarga para las que trabaja la turbina a vapor generalmente varían de 3,4-30kPa (1-9 inHg). Los máximos valores de presión se obtienen cuando el agua de enfriamiento posee temperaturas altas o cuando se emplean condensadores enfriados por aire.

Tipos de Arreglos

Los condensadores de superficie tienen un comportamiento típico de un intercambiador de calor de carcasa y haz de tubos, donde se hace fluir el vapor a través de la carcasa y el agua de enfriamiento circula por uno, dos o cuatro pasos por el interior de los tubos. El núcleo de este tipo de equipos consiste en un arreglo de tubos, de diámetros externos aproximados de 15,9-50,8mm (0,62-2pulg). Por lo general, los condensadores pequeños son de estructura cilíndrica, mientras los condensadores de grandes tamaños son de forma rectangular, como se muestra en la figura 4.31.

Un condensador de arreglo de tubos por lo general debe caracterizarse por tener una baja caída de presión en lo que se refiere al agua, una adecuada distribución del flujo del vapor para todas las áreas del intercambiador de calor, altas transferencias de calor y una efectiva recolección y descarga de los gases no condensables (incluyendo al oxígeno y dióxido de carbono). Para la distribución del agua de enfriamiento se utilizan cajas de aguas en los extremos del arreglo de tubos, donde para grandes unidades es necesario hacer estas cajas con superficies curvas, así se puede mantener una mejor resistencia con respecto a las presiones interiores (que pueden llegar hasta 0,55MPa o 162,88inHg, según el Ing. José Luis Mata, en su tesis de grado: “Análisis Técnico-económico de los Ciclos Combinados usando Turbinas de Combustión de Tecnología Avanzada”).

La mayor parte de los condensadores se encuentran configurados, de forma tal, de recibir el vapor desde arriba (descarga vertical). Una configuración utilizable es la de descargas de tipo lateral o axial. Entre los modelos de configuraciones de los condensadores, se encuentran de un solo paso, una carcasa con dos pasos y doble carcasa con dos pasos.



Condensador de Forma Rectangular

Figura 4.31.

En la parte inferior del condensador se encuentra el pozo de recolección del líquido condensado. Desde el pozo, el líquido es bombeado por la bomba de condensado para ser circulado en un ciclo cerrado (reuso).

Es de importancia considerar la remoción del O_2 , CO_2 y otros gases no condensables dentro del condensador, ya que estos son capaces de ocasionar el bloqueo de la superficie de los tubos del condensador (por traslado) o reducir la transferencia de calor. Para esto se recomienda conectar a los extremos del condensador una zona de remoción de aire.

Parámetros de Diseño

Las condiciones de descarga de la turbina a vapor, a carga máxima, definen la carga

térmica que deberá ser disipada a través del condensador. Esta carga térmica puede ser asumida (a menos que se especifique lo contrario) como:

$$C_{\text{carga Térmica}} = \dot{m}_v (\text{kg} / \text{s} / \text{Lb} / \text{h}) * 2.210 \text{kJ} / \text{kg} (950 \text{Btu} / \text{Lb}) \quad \text{Ec. 4.10}$$

Por lo general, se debe sobredimensionar los condensadores, así se podrá satisfacer las cargas térmicas transitorias que excedan la capacidad máxima.

El establecimiento de la velocidad del agua de enfriamiento es realizado por el balance de una serie de factores, que incluyen entre otros:

- ▶ La economía
- ▶ Ensuciamiento
- ▶ Material
- ▶ Erosión.
- ▶ Calidad del agua

Las velocidades típicas del agua se caracterizan según el agua utilizada, en la tabla 4.2. se presenta algunas de estas:

Tipo de agua utilizada	Velocidad
Agua de mar	1,8m/s (6pie/s)
Agua limpia	2,1m/s (7pie/s)
Agua limpia proveniente de torres de enfriamiento	2,4m/s (8pie/s)

Velocidades típicas del agua.

Tabla 4.2.

La velocidad del agua se diseña, adicionalmente, por el material de los tubos, ver tabla 4.3.

Material	Velocidad
Aleaciones de Aluminio-Latón	2m/s (6,5pie/s)
Metal Admiralty	2,1m/s (7pie/s)
Acero inoxidable y Titanio	.+ 2,4m/s (+ 8pie/s)

Velocidad del agua según el material de los tubos.

Tabla 4.3.

No se recomienda la utilización de velocidades dentro de los tubos menores de 0,9m/s (3pie/s) debido a una mala distribución del flujo, ni mayores a 3m/s (9,84pies/s).

El intervalo de aumento de la temperatura del agua de enfriamiento corresponde entre 8,3-13,9°C (15-25°F). La diferencia mínima de la temperatura terminal debe ser de 2,8°C (5°F), no debe ser menor. Es decir, que teniendo una temperatura de entrada del agua de enfriamiento de 12,8°C (55°F) se obtendrá una presión en el condensador de 5,1kPa (1,5inHg), mientras que con una temperatura de 35°C (95°F), generalmente se aproxima una presión de 11,9kPa (3,51inHg).

Las consideraciones en la selección de materiales usados en la construcción de los tubos del condensador dependen de:

- El agua utilizada para el enfriamiento
- Requerimientos químicos del vapor.
- Economía.
- Resistencia al ensuciamiento.
- Alta conductividad térmica.
- Resistencia a la corrosión-erosión y agrietamiento.

Entre los materiales más utilizados se encuentran los representados en la tabla 4.4.

Componente		Porcentaje (%)
Admiralty	Cobre	70-73
	Estaño	0,9-1,2
	Hierro	0,07
	Zinc	el resto
Cobre arsénico		100
Aluminio - Latón		100
Aluminio-Bronce		100
Aleaciones Cu-Ni	Cobre	90
	Niquel	10
	Cobre	70
	Niquel	30
Aceros al carbono laminado en frio		100
Aceros inoxidables (304/316)		100
Aceros inoxidables resistentes a la corrosión		100
Titanio		100

Materiales utilizados para los tubos del condensador.

Tabla 4.4.

A pesar que el titanio y los aceros inoxidable son los más costosos, son los materiales más utilizados por su alta resistencia a la corrosión y al reducido riesgo de rotura de los tubos.

4.6.1.CONDENSADORES DE ENFRIAMIENTO POR AIRE

Los condensadores de vapor de enfriamiento por aire sirven para las mismas funciones que los condensadores de enfriamiento por agua y las torres de enfriamiento húmedas. Es decir, estos tienen la función de mantener la pureza del agua, lograr bajas presiones de descarga de la turbina a vapor y la eliminación del aire en el condensado.

A diferencia de las torres de enfriamiento húmedas, el calor es rechazado por el aire ambiental pero en forma de calor sensible.

Este tipo de condensado puede ser de tiro mecánico o natural, a pesar que para las instalaciones modernas son más comunes los de tiro mecánico.

Las principales funciones de los condensadores enfriados por aire, las cuales pueden ser muy atractivas, se mencionan a continuación:

- No necesitan de agua de reposición, lo que permite una libertad de ubicación de la planta sin la consideración o limitante de disponibilidad de abastecimientos de agua de enfriamiento.
- Sus mantenimientos son de bajo costo
- No se requiere de grandes cantidades de compuestos químicos para el tratamiento del agua. Este hecho evita problemas de la reposición de la cantidad de agua de las purgas.
- No se produce la formación de niebla, y tampoco se produce la formación de congelamiento en la descarga; efecto que se produce en las torres de enfriamiento húmedas. Las torres de enfriamiento producen un impacto ambiental de gran importancia que es la producción de nieblas o bruma, que es una nube densa en contacto con la tierra. Las torres de enfriamiento descargan al ambiente una mezcla de aire saturado y vapor la cual se encuentra más caliente que el aire exterior, a humedades

relativamente altas, el aire de los alrededores de la torre se encuentra demasiado cargado de vapor como para absorber el descargado por la torre, en consecuencia la niebla se vuelve sobresaturada, parte de este vapor se condensa en gotas y forma una niebla al nivel del suelo lo que limita la visibilidad, e incluso en climas fríos puede ocasionar el congelamiento del suelo. Si la temperatura ambiental es alta y la humedad relativa es baja, el vapor de agua es absorbido por el ambiente que rodea la torre de enfriamiento por lo que la niebla se extendería una corta distancia o no se formaría.

Sin embargo, los sistemas de enfriamiento por aire tienen la principal desventaja de no obtener una mínima temperatura y presión en el condensado tan baja en comparación con la mínima presión y temperatura obtenidas con torres de enfriamiento húmedas. Consecuentemente, se producirá una mayor presión de descarga de la turbina a vapor, que a su vez disminuirá la eficiencia térmica y aumentará el calor rechazado para la misma potencia generada.

Una comparación de los condensadores enfriados por aire con los sistemas de enfriamiento abierto y las torres de enfriamiento húmedas, bajo similares condiciones de trabajo se muestra la tabla 4.5.

Sistema de Enfriamiento	Presiones Típicas de descarga
Condensadores enfriados por aire	13-30kPa (3,7-9inHg)
Enfriamientos abiertos torres de enfriamiento húmedas	3,4-15,2kPa (1-4,5inHg)

Comparación entre sistemas de enfriamiento.

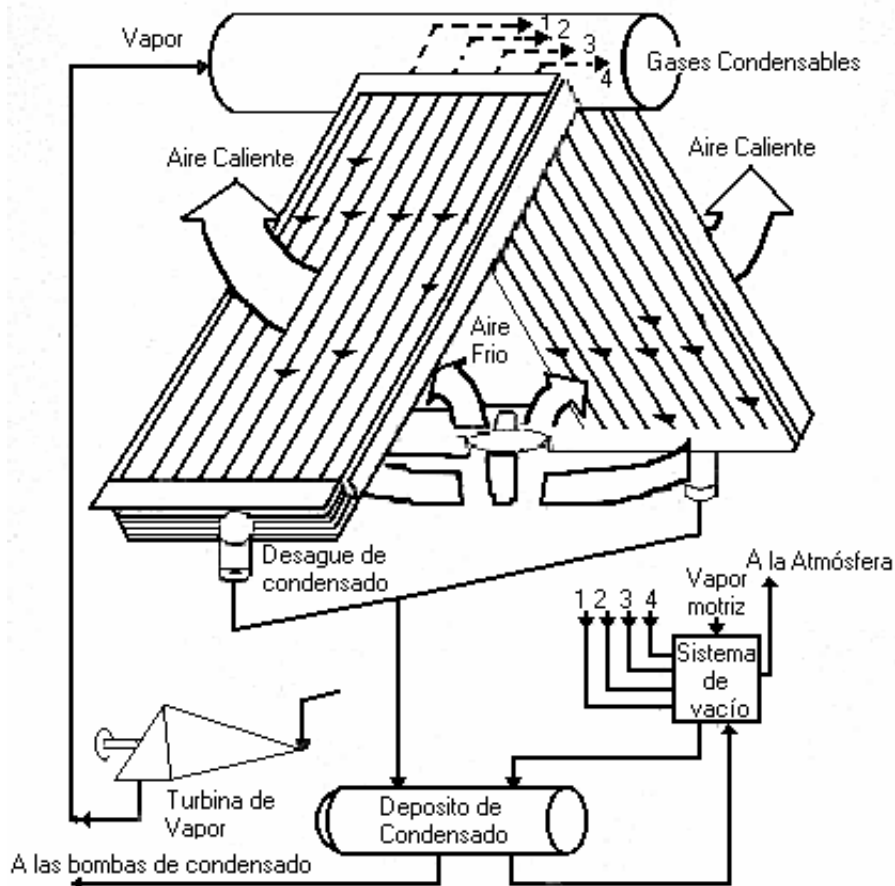
Tabla 4.5.

Entre los tipos de condensadores enfriados por aire se tienen:

- I. **Sistemas de Condensación Directa.** Este tipo de condensadores consiste en intercambiadores de calor por donde se hace circular vapor en el interior de los tubos, mientras fluye aire por el exterior de los mismos y realizando la transferencia

de calor por convección. Para incrementar el área de transferencia son colocadas en la superficie exterior de los tubos unas aletas. Además, estos tubos son acoplados en grandes arreglos ensamblados a un cabezal de vapor en la entrada y a un colector de condensado en la descarga. Estos son dispuestos, por lo general, en una estructura en forma de “A”, con el fin de conservar espacio. Tal como se expone en la figura 4.32., las mayores tasas de flujo de aire son dotados por ventiladores horizontales ubicados por debajo del arreglo en “A”, condicionando suficiente espacio debajo del ventilador para recibir el volumen de aire necesario.

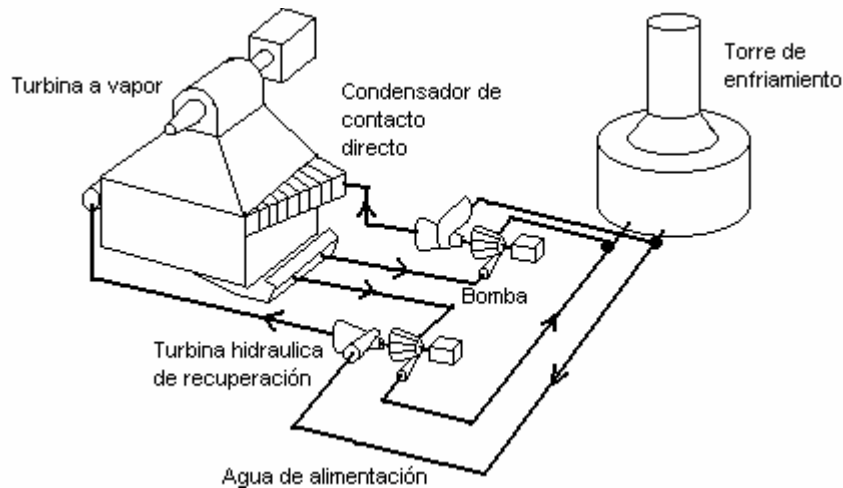
La ventaja termodinámica de este sistema se especifica en el requerimiento de un intercambiador de calor para la disminución de la temperatura, en vez de dos intercambiadores necesarios para los sistemas indirectos. Pero la desventaja primordial de este sistema abarca el requerimiento de ductos para el traslado del vapor de la turbina al condensador.



Condensador Enfriado por Aire
Figura 4.32.

Los diámetros de los tubos exteriores del condensado varían entre 25,4-50,8mm (1-2pulg). La temperatura del vapor de la descarga de la turbina se controla por la temperatura de bulbo seco del aire ambiental y las consideradas aproximaciones de temperaturas para el intercambiador de calor.

II. Sistema de enfriamiento seco indirecto o sistema Héller. Este sistema es uno de las más comunes en el mercado de sistemas de enfriamiento seco, consiste básicamente de un condensador de contacto directo, un sistema de circulación de agua y una torre de enfriamiento seca, de circulación natural o mecánica, vease figura 4.33; el sistema de circulación de agua consta de dos grupos de maquinas hidráulicas de un 50% de la capacidad total cada una conectadas en paralelo, cada grupo esta compuesto de una bomba de circulación, una turbina hidráulica de recuperación y un motor eléctrico, todo montado sobre un solo eje.



Esquema del sistema Héller.

Figura 4.33.

El agua enfriada en la torre fluye a través de las dos turbinas hidráulicas y llega al condensador de contacto directo el cual condensa el vapor proveniente de la turbina,

el condensado es recolectado en el fondo del condensador y es extraído por las dos bombas de circulación.

El sistema de circulación de agua de enfriamiento es completamente cerrado, y se utiliza agua de alimentación como agua de enfriamiento para permitir la mezcla del vapor y el agua en el condensador de contacto directo.

Algunas de las ventajas que posee un condensador de contacto directo, sobre uno de superficie, son, la de permitir una presión de condensación menor, y la de ser un equipo confiable y menos costoso de mantener, por tener una construcción más sencilla.

La operación de los condensadores de vapor que son enfriados por aire ha sido utilizada de forma exitosa en Plantas de Generación de Potencia de hasta 360MW en los E.U.A. y de hasta 665MW a nivel mundial. Para 1991, a nivel mundial se llegó a operar cerca de 7.000MW de capacidad utilizando sistemas de condensación directa, mientras que 8.400MW usaron sistemas de condensación indirecta. El Manual del Ingeniero Mecánico de Marks señala que para los meses de verano, en E.U.A., cuando se llega a valores de temperaturas de bulbo seco promedio que sobrepasan los 32°C (90°F) la temperatura de condensación es capaz de variar de 65,5 a 71,1°C (150 a 160°F), correspondiente a una presión de saturación de 12,5 a 15,9kPa (7,51 a 9,56 inHg). Las operaciones con estas elevadas presiones en la descarga requieren modificaciones especiales.



Capítulo 5.

Contaminación Atmosférica

5.1. GENERALIDADES

Diariamente nos encontramos expuestos a inhalar sustancias contaminantes del medio natural, muchas de estas pueden ser nocivas para nuestra salud. Sustancias como el monóxido de carbono, el ozono, polvos y humos son prácticamente ubicuas en el medio ambiente aéreo, resultantes de procesos como la actividad volcánica y geotérmica, descargas eléctricas, incendios forestales, fermentación y respiración celular. La actividad industrial genera cantidades de sustancias que están alcanzando niveles de contaminación peligrosos para el ecosistema en general, puesto que rebasan los niveles, que tienden hacia el aumento, permanencia e irreversibilidad.

En este capítulo se explica dos de las consecuencias más delicadas que es capaz de producir una central térmica, como es la lluvia ácida y el efecto invernadero. La lluvia ácida es un sistema de auto limpieza realizado por la naturaleza. Los niveles de concentración de SO_2 y NO_x que pueden generar una lluvia ácida deben ser controlados debidamente en una central, ya que ésta ocasiona ciertos niveles de contaminación y daño al medio ambiente. A su vez, el efecto invernadero produce un incremento de temperatura, propiciada por una mayor radiación, que trae por consecuencia una mayor evaporación que aumenta la humedad ambiental. El vapor de agua (factor natural más importante del efecto

invernadero) y la acción sinérgica de los gases antropogénicos elevan dicho efecto, lo que conlleva a un calentamiento global del planeta. Ambos efectos son ocasionados por niveles de SO_2 , NO_x y otras sustancias, que son expulsadas al medio ambiente.

A continuación se describe el proceso de formación de la lluvia ácida, el efecto invernadero, sus consecuencias sobre el ecosistema acuático y terrestre, así como para el ser humano y los materiales, los mecanismos de prevención de la misma que se pueden utilizar antes, durante y después de la combustión.

En la actualidad se encuentran establecidos decretos dados por la Ley Penal del Ambiente, los cuales, de no ser cumplidos pueden ser causa de penalización. La Ley Penal del Ambiente de Venezuela consta de una serie de decretos, que se basan en la preservación y prevención del daño ambiental.

En este capítulo, también se enunciarán, limitaciones permisibles en cuanto a la contaminación sónica y ambiental, específicamente para centrales termoeléctricas. Además se presentan las consideraciones ambientales para un ciclo combinado en función del NO_x y los niveles de ruido. Por último se representa en curvas el comportamiento de las turbinas a gas de Planta Táchira, respecto a las emisiones de NO_x al ambiente.

5.2. EFECTOS MEDIOAMBIENTALES EN LA ATMÓSFERA

Los efectos por contaminación ambiental son problemas de nivel internacional y por tanto, deben ser tratados a nivel mundial. Entre algunos de los problemas ambientales por contaminación atmosférica se tienen: la lluvia ácida y el efecto invernadero. Ambos son originados por causa de diferentes compuestos que reaccionan en la atmósfera. A continuación se describen estos dos fenómenos ambientales.

5.2.1. LA LLUVIA ÁCIDA

Se denomina lluvia ácida a la precipitación acuosa o depositaciones ácidas, que contienen los ácidos sulfúricos y nítricos, producidos por la combinación de los óxidos de azufre y nitrógeno, además de otros componentes (mercurio, cadmio, óxidos de carbono).

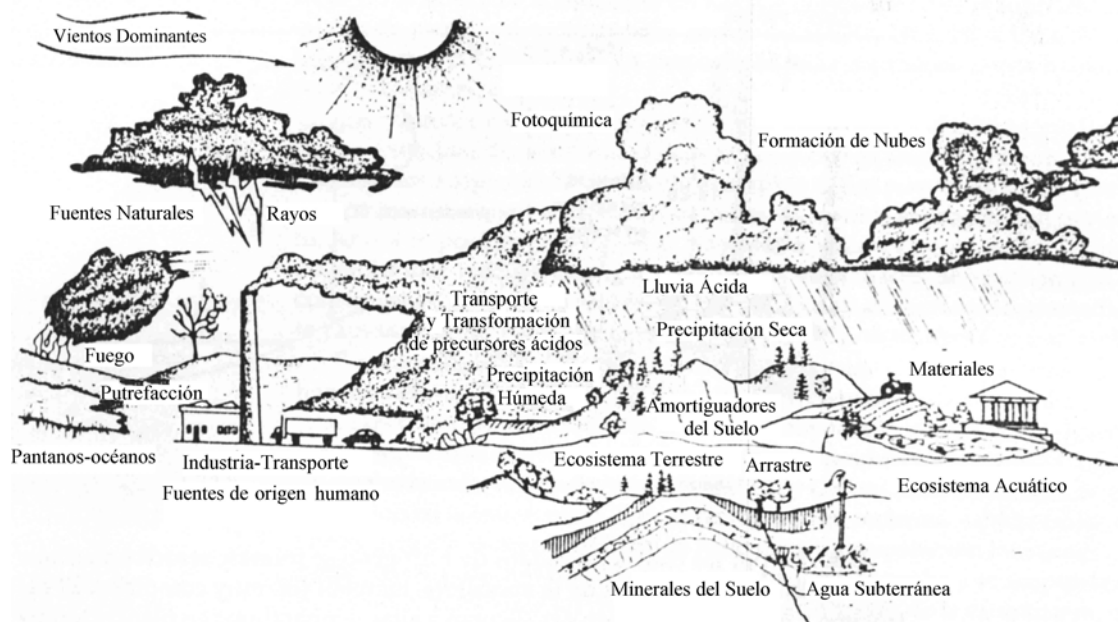
Para la evaluación de una sustancia se debe considerar el pH de ésta. El pH es el símbolo que utiliza la química para medir la acidez o alcalinidad de las soluciones. El pH tiene una escala que va de 0 a 14. Una sustancia se clasifica de acuerdo al pH que esta tenga, la clasificación se realiza de la siguiente manera:

- ⌋ Neutra. Con un pH entre 5,6 y 7.
- ⌋ Ácida. Con un pH inferior de 5,6.
- ⌋ Alcalina. Con un pH superior de 7.

Para considerar una lluvia como ácida, el pH de ésta debe ser inferior a 5,6 (para condiciones atmosféricas preindustriales).

La lluvia ácida se considera como consecuencia directa de los mecanismos de auto limpieza de la atmósfera. El proceso de la formación de la lluvia ácida consiste en la combustión de los combustibles fósiles y los minerales que contienen azufre, fundiéndose y formado SO_2 gaseoso. Las elevadas temperaturas llevan a la oxidación del nitrógeno atmosférico y a la consecuente formación de NO y en menor grado NO_2 .

A continuación se muestra la figura 5.1. que presenta la esquematización del proceso de formación de la lluvia ácida.



Formación de la Lluvia Ácida
Figura 5.1.

La producción de energía es la fuente de mayores emisiones de contaminantes a la atmósfera, seguido del transporte y otras actividades industriales. La contribución del transporte y refinerías en estas emisiones cada día sufre un incremento continuo sin retroceso y con periodos de ascensos bruscos. La minería a cielo abierto es muy impactante por el hecho de destruir enteramente los ecosistemas sobre los que se práctica y por afectar extensas superficies de territorio que supuestamente deben ser regeneradas. Sin embargo, la minería subterránea precisa de más mano de obra y no es tan impactante para el medio, pero los mayores costos económicos, que hasta el momento se han ampliado hacia la minería a cielo abierto, han conducido a una reducción fuerte de las explotaciones subterráneas.

La industria energética produce grandes cantidades de óxidos, partículas en suspensión y compuestos orgánicos volátiles. Teóricamente las centrales térmicas deben producir la mayor parte de la energía eléctrica, sin embargo, muchas de éstas apenas funcionan, lo que conlleva a tener que arrancar y parar más de lo necesario.

Normalmente, tanto los arranques como las paradas son momentos críticos en los que las emisiones son especialmente altas. Las centrales termoeléctricas han sido y serán objeto de críticas por parte de los colectivos afectados, desde tesis doctorales hasta juicios por delito ecológico.

Los principales efectos negativos ocasionados por la lluvia ácida son la acidificación de los suelos y aguas, degradación y desaparición de los bosques, desaparición de la fauna, la descomposición de materiales en construcción y la creación de riesgos para la salud humana.

A continuación se presenta la tabla 5.1., que caracteriza los efectos más relevantes ocasionados por dicha precipitación:

Sistema Afectado	Daños
Ecosistema Acuático	La mayor preocupación se centra en los efectos sobre la población piscícola. La creciente acidificación de los lagos ha causado la muerte de peces y el agotamiento de las reservas. Los efectos negativos se han atribuido a disminuciones repentinas del pH, sus descensos graduales con el tiempo han provocado una acidez prolongada que obstaculiza la reproducción de las especies, disminuyendo la fauna y dando solo la reproducción de las especies más tolerantes. Otro problema es que la depositación ácida conduce a la movilización de metales tóxicos, especialmente el aluminio, y este puede ser otro factor que contribuye a la mortalidad de los peces.
Ecosistema Terrestre	La depositación ácida aumenta la acidez del suelo, disminuyendo la cantidad de nutrientes, movilizándolo los metales tóxicos, eliminando importantes sustancias del suelo y cambiando su composición. La precipitación ácida causa una disminución de la productividad forestal afectando a las distintas clases de árboles. La movilización del aluminio en los suelos forestales disminuye la proporción entre el calcio y dicho elemento, hasta el punto que se deteriora el crecimiento de las raíces.
Efectos sobre la Salud Humana	Excesivas cantidades de cationes de hidrógeno, introducidos en el suelo por precipitación ácida, pueden cambiarse por cationes de metal pesado, introduciéndose en el suelo y las corrientes de agua. Los componentes metálicos pueden contaminar a los peces comestibles y el agua potable, pasando a las personas. Su acción directa sobre los seres humanos se refleja en el aumento de las enfermedades cardiovasculares, de las vías respiratorias, de la conjuntivitis y de las alergias.
Efectos sobre los Materiales y la Visibilidad	La lluvia ácida puede acelerar la corrosión de los metales y la erosión de las piedras. La frecuencia de neblinas contaminantes es cada vez mayor en áreas rurales y desiertas, afectando directamente el clima de la Tierra.

Efectos Causados por la Lluvia Ácida en los diferentes Sistemas
Tabla 5.1.

5.2.2. EFECTO INVERNADERO

El cambio climático es otro de los problemas globales de contaminación atmosférica. Para mantener estable la temperatura superficial de la Tierra es esencial la atmósfera que la rodea, ya que el vapor de agua (uno de sus principales componentes) absorbe parte de la radiación infrarroja que emite la superficie terrestre e irradia calor hacia la Tierra. Adicional a este efecto invernadero natural, existen emisiones antropogénicas de ciertos gases que interactúan con el proceso que mantiene la temperatura de la Tierra en equilibrio, ya que retiene parte de la radiación emitida por la superficie terrestre del planeta. Dicho incremento de temperatura propicia una mayor radiación, que trae por consecuencia una mayor evaporación que aumenta la humedad ambiental. Por tanto, el vapor de agua (factor natural más importante del efecto invernadero) y la acción sinérgica de los gases antropogénicos elevan dicho efecto, lo que conlleva a un calentamiento global del planeta. Se hace difícil predecir las consecuencias del calentamiento tanto en la sociedad como en los ecosistemas.

En términos cualitativos, el principal gas causante del efecto invernadero es el dióxido de carbono (CO_2), originado por el consumo de combustibles fósiles. Entre otros gases ocasionantes de dicho efecto se tienen: el óxido nitroso (N_2O) que procede básicamente de los abonos utilizados en la agricultura, el metano (CH_4) que se origina en los procesos de descomposición anaeróbica, el ozono troposférico (O_3) y los clorofluorocarbonos (CFCs).

5.3. ESTRATEGIAS PARA LA DISMINUCIÓN DE EMISIONES CONTAMINANTES

Los automóviles y otras fuentes móviles contribuyen alrededor de la mitad de las cantidades de NO_x que son emitidas. Las calderas de las plantas termoeléctricas producen alrededor del 40% de las emisiones de NO_x provenientes de fuentes estacionarias. Incluyendo a estos, se encuentran las emisiones sustanciales provenientes de fuentes antropogénicas tales como las calderas industriales, incineradores, turbinas a gas, motores estacionarios de diesel y de encendido por chispa, fabricas de hierro y acero, manufacturas de cemento, manufactura de vidrio, refinerías de petróleo y manufactura de ácido nítrico. Las fuentes antropogénicas se pueden mostrar en la tabla 5.2., aproximadamente como:

Fuentes Móviles	Plantas Termoeléctricas	Todas las Demás
50%	20%	30%

Fuentes Antropogénicas

Tabla 5.2.

La disminución de las emisiones contaminantes (SO_2 , NO_x y polvo) existentes antes, durante y después de la combustión, se puede realizar como se señala a continuación:

- ☛ **Previas a la combustión:** disminuyendo el azufre de los contaminantes.
- ☛ **Durante la combustión:** interviniendo con una reacción neutralizante a alta temperatura, mediante la acción de cal o caliza.
- ☛ **Posterior a la combustión:** se pueden realizar neutralizaciones químicas que se llevan a cabo de las siguientes maneras:
 - ☞ Vía Humedad: después de la eliminación del polvo, dando lugar a fangos de sulfatos.
 - ☞ Vía Semiseca: el lavado anteriormente utilizado es reemplazado por la fina pulverización de una solución neutralizadora en los gases de la combustión; estos evaporan el agua y dan como resultado un polvo seco.
 - ☞ Vía Seca: la realización de neutralización tiene lugar bajo la formación de gas/sólido. Se realiza en un reactor, cuyo dimensionamiento debe realizarse cuidadosamente.

5.4. CONSIDERACIONES AMBIENTALES DE UNA CENTRAL CON CICLO COMBINADO

La formación de partículas es inicialmente una función de la ceniza del combustible y de los contaminantes que requieren de aditivos para controlar la corrosión, pero que producen cenizas.

De acuerdo con el país de ubicación en donde se instale una central termoeléctrica, se deberán cumplir las leyes con la cual se rige dicho país. En el caso de la Central Planta Táchira, ésta debe cumplir con la Ley Penal Ambiental de Venezuela. A continuación se

clasifican los puntos más relevantes acerca del control de la contaminación atmosférica y la generada por el ruido.

5.4.1. NORMAS SOBRE EL CONTROL DE LA CONTAMINACIÓN GENERADA POR RUIDO

Las Normas decretadas para los niveles de ruido permisibles y el tiempo de exposición para los trabajadores se encuentran clasificados por zonas, que corresponden con los siguientes sectores:

- Zona I. Corresponde a parcelas unifamiliares e instalaciones, como hospitales y escuelas, que no estén ubicadas al borde de vías de alto tráfico de vehículos (superior a 12.000 vehículos), ni en la vecindad de autopistas o de aeropuertos.
- Zona II. Comprende sectores residenciales con viviendas multifamiliares o apareadas, con escasos comercios vecinales, que no estén ubicados al borde de vías de alto tráfico de vehículos, ni en la vecindad de autopistas o de aeropuertos.
- Zona III. Comprende sectores residenciales-comerciales, con predominio de comercios o pequeñas industrias en coexistencia con residencias, escuelas y centros asistenciales, ubicados cerca de vías de alto tráfico de vehículos o de autopistas.
- Zona IV. Comprende Sectores comerciales-industriales donde predominan estos tipos de actividades. No se consideran apropiados para la ubicación de viviendas, hospitales ni escuelas.
- Zona V. Comprende los sectores que bordean las autopistas y los aeropuertos.

Para cada una de estas zonas se clasifica los niveles de ruido tolerables mostrados en la tabla 5.3.:

Zona de ubicación	Ruido continuo equivalente (Leq)		Ruido no excedido en 10% por un lapso de medición (L10)	
	Periodo Diurno	Periodo Nocturno	Periodo Diurno	Periodo Nocturno
	6:30am-9:30pm	9:31pm-6:29am	6:30am-9:30pm	9:31pm-6:29am
Zona I	55dBA	45dBA	60dBA	50dBA
Zona II	60dBA	50dBA	65dBA	55dBA
Zona III	65dBA	55dBA	70dBA	60dBA
Zona IV	70dBA	60dBA	75dBA	65dBA
Zona V	75dBA	65dBA	80dBA	70dBA

Consideraciones de niveles de ruido tolerables

Tabla 5.3.

Entendiéndose por Nivel de Ruido Continuo Equivalente (Leq), el promedio de todos los niveles de ruido presentes en un sitio determinado, dando como resultado el equivalente a un ruido constante. Por L10 se entiende por el nivel de ruido excedido durante el 10% del tiempo de medición. Los niveles de ruido a escala dBA, no diferencia las frecuencias muy bajas (al igual que el oído humano) y por lo tanto, es mejor que sea utilizado para medir niveles generales de sonido.

Para el estudio de los niveles de presión sonora se utilizará un sonómetro o dosímetros, que cumplan los requerimientos mínimos establecidos en la Norma Venezolana COVENIN 1432.

Para los niveles de ruido continuo o intermitente, no se permitirá la exposición a ruidos mayores o iguales a 85dB, sin la debida protección auditiva. Los protectores auditivos deberán cumplir con lo establecido en la Norma Venezolana COVENIN 871, que aseguren una atenuación de ruido hasta un nivel de ruido menor o igual a 85dB.

A continuación se muestra la tabla 5.4., que señala los límites umbrales de exposición para ruidos continuos, intermitentes y de impacto por encima del pico de 140dB ponderado en escala C. La escala dBC, discrimina muy poco las zonas de baja frecuencia, debido a que el ruido por impactos se encuentra generalmente en las zonas de alta intensidad.

	Horas				Minutos						Segundos								
Tiempo de exposición	8	4	2	1	30	15	7,5	3,75	1,88	0,94	28,12	14,06	7,03	3,52	1,76	0,88	0,44	0,22	0,11
Nivel de sonido dBA	85	88	81	84	87	100	103	106	109	112	115	118	121	124	127	130	133	136	139

Limites Umbrales de Exposición para ruido.

Tabla 5.4

Por tanto, la Ley Penal, pretende que las personas o empresas responsables de fuentes generadoras de ruido deberán realizar las acciones y obras que se requieran para ajustar sus niveles de ruido a los límites establecidos por su Decreto, en un plazo máximo de un (1) año contados a partir de la fecha de su publicación. Adicional, la determinación de los niveles de ruido, deberán realizarse siguiendo los métodos establecidos en la Norma Venezolana COVENIN 1671 vigente, o cualquier otro que al efecto establezca el Ministerio del Ambiente y los Recursos Naturales Renovables.

Los sistemas de los generadores de vapor de calor residual (GVCR) han demostrado la capacidad de atenuación de la energía acústica sin la necesidad de utilización de materiales de absorción de sonido. Esta atenuación se encuentra por encima de los 10 decibeles, según el Prof. Ing. M. Casanova. Todos los vendedores de las centrales de ciclos combinados pueden satisfacer las especificaciones de niveles de ruido (de una vecindad suburbana) a 122 metros o equivalentes.

5.4.2. NORMAS SOBRE EL CONTROL DE LA CONTAMINACIÓN AMBIENTAL

Se define por contaminación ambiental la presencia en la atmósfera de uno o más contaminantes del aire. Mientras que la contaminación del aire de específica como cualquier sustancia presente en el aire que por su naturaleza, es capaz de modificar los constituyentes naturales de la atmósfera, alterando sus propiedades físicas o químicas, y su concentración y periodo de permanencia en la atmósfera pueda originar efectos nocivos sobre la salud y el medio ambiente en general.

Existen diferentes tipos de fuentes contaminantes, denominadas: fuentes fijas y fuentes móviles. Las primeras, fuentes fijas de contaminación ambiental, son edificaciones o instalaciones existentes en un sitio dado, temporal o permanentemente, el cual realiza

operaciones que originan emisiones contaminantes al aire. Las fuentes móviles consideran a todo vehículo de transporte que genera contaminantes de aire.

La Ley Penal Ambiental señala los límites de calidad del aire, definidos como las concentraciones de un contaminante en el ambiente, donde éste no puede excederse una fracción establecida de tiempo, para evitar la ocurrencia de daños a la salud y al ambiente. Los límites de emisión de contaminantes del aire son las concentraciones máximas de emisión permisible de un contaminante en el aire, proveniente de una chimenea o ducto. Seguidamente se muestra la tabla 5.5., que señala estos niveles permisibles de contaminantes:

Contaminante	Límite ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Porcentaje excedencia en lapso de muestreo	Período de medición (horas)
Dióxido de azufre	80	50%	24
	200	5%	24
	250	2%	24
	365	0,50%	24
Partículas totales suspendidas	75	50%	24
	150	5%	24
	200	2%	24
	260	0,50%	24
Monóxido de Carbono	10.000	50%	8
	40.000	0,50%	8
Dióxido de Nitrogeno	100	50%	24
	300	5%	24
Hidrocarburos (expresados como Metano y excluyendo Metano)	160	0,60%	3
Oxidantes totales expresados como ozono	240	0,02%	1
Sulfuro de Hidrógeno	20	0,50%	24
Plomo en partículas suspendidas	1,5	50%	24
	2	5%	24
Fluoruro de Hidrógeno	10	2%	24
	20	0,50%	24
Fluoruros	10	2%	24
	20	0,50%	24
Cloruro de Hidrógeno	200	2%	24
Cloruros	200	2%	24

$\mu\text{g}/\text{m}^3$: microgramo por metro cúbico de aire, las concentraciones de los contaminantes se calcularán para condiciones de 1 atmósfera y 298°K

Límites máximos de contaminantes en el aire.

Tabla 5.5.

Existen diferentes tipos de emisiones consideradas ante las Normas Venezolanas COVENIN. Para este trabajo especial de grado se consideraran las emisiones de procesos

de combustión. Estas emisiones se caracterizan por el combustible y las condiciones de combustión. Las emisiones presentan las siguientes tonalidades:

- a. Buenas: Cuando se utilizan combustibles livianos y los gases se enfrían antes de su salida al aire. La mezcla se presenta con exceso de aire o el material quemado contiene exceso de humedad. Caso específico de Planta Táchira.
- b. Grises y negras: El combustible es más pesado, como el diesel. La combustión realizada es incompleta, con aire insuficiente o una mezcla inadecuada de combustible.
- c. Marrones con tonalidades amarillentas: Este tipo de emisión se presenta cuando se quema alquitrán, asfalto o papel de alquitrán a temperatura inadecuada o una mezcla no apropiada de combustible.
- d. Azules o azul pálido: Son usuales cuando se quema material orgánico de origen doméstico y restos de vegetación y madera. En motores de gasolina pueden presentarse emisiones con esta coloración.

De acuerdo con la Ley Penal Venezolana, los límites de emisión contaminantes de aire y de opacidad, para las centrales térmicas, instaladas y por instalarse, son las mostradas en la tabla 5.6.:

Contaminante	Actividad	Límite (mg/m ³)	Observaciones
Dióxido de Azufre	Centrales térmicas de carbón	2.400	Combustible:hulla o antracita
		9.000	Combustible:lignito
	Centrales térmicas de fuel-oil	4.500	Cualquier potencia
Monóxido de carbono	Combustible industrial	1.150	Instalaciones que utilizan fuel-oil. Unidades en p.p.m.
	Actividades sin normas específicas	500	Unidades en p.p.m.
Oxidos de nitrógeno (como NO ₂)	Actividades sin normas específicas	300	Unidades en p.p.m.
	Fabricación de ácido nítrico	3	Valor promedio en un periodo de 2horas expresado en t de NO ₂ /kg de ácido nítrico al 100%
Dióxido de nitrógeno	Fabricación de ácido sulfúrico	1.000	Método de las cámaras de plomo
Partículas sólidas	Centrales térmicas de carbón	400	Potencia menor 50MW
		300	Potencia 50-200MW
		200	Potencia mayor 200MW
	Centrales térmicas de fuel-oil	250	Potencia menor 50MW
		175	Potencia 50-200MW
		150	Potencia mayor 200MW

Límites de emisiones contaminantes de aire

Tabla 5.6.

Para realizarse las mediciones de emisiones visibles, mediante el empleo de tarjetas comparativas se utiliza el método visual Ringelmann. Este método consiste en un dibujo o reproducción que consta de 6 recuadros, el primero blanco, luego cuatro con trama cuadrangular negra de grosor creciente que corresponde a cuatro tonalidades de gris y finalmente un recuadro negro. Los recuadros se encuentran enumerados en orden de oscuridad del 0 al 5, que corresponde a una opacidad de 0 a 100% (entendiéndose por opacidad al grado de interferencia en la transmisión de la luz, a su paso a través de una emisión proveniente de una fuente fija o móvil), de acuerdo con el porcentaje cubierto por la retículas.

Para la Ley Penal Ambiental de Venezuela, se define la siguiente tabla, que especifica la escala de Ringelmann para centrales térmicas:

Actividad	Unidades escala de Ringelmann	Observaciones
Centrales Térmicas a carbón	1	Este índice no podrá alcanzar valores superiores a 2 en la Escala de Ringelmann, en períodos de 2min/h. Durante un período estimado como máximo de 3h, no sobrepasará el valor de 3 de la Escala de Ringelmann, obtenida como media de 4 determinaciones escalonadas a partir de 15min del comienzo del mismo
Centrales térmicas a fuel-oil	1	Valores no superiores en la escala de Ringelmann, en período de 2min/h

Escala de Ringelmann para centrales térmicas

Tabla 5.7.

Adicionalmente, la Ley Penal estipula que las chimeneas y ductos de fuentes fijas deberán estar diseñados de forma que se optimice la dispersión de los contaminantes emitidos, para evitar que a nivel del suelo se sobrepasen los límites de calidad del aire si se presentan condiciones meteorológicas desfavorables.

La emisión de partículas proporcionadas por una turbina a gas de una planta de ciclo combinado es fundamentalmente libre de humo cuando se quema gas natural o combustible destilado líquido. En general, mientras mayor es el contenido de hidrógeno en el combustible (mínimo 12% para gas oil N°2) menor será el nivel de humo. Los fabricantes de las turbinas a gas aceptan especificaciones que permitan un escape claro y no visible.

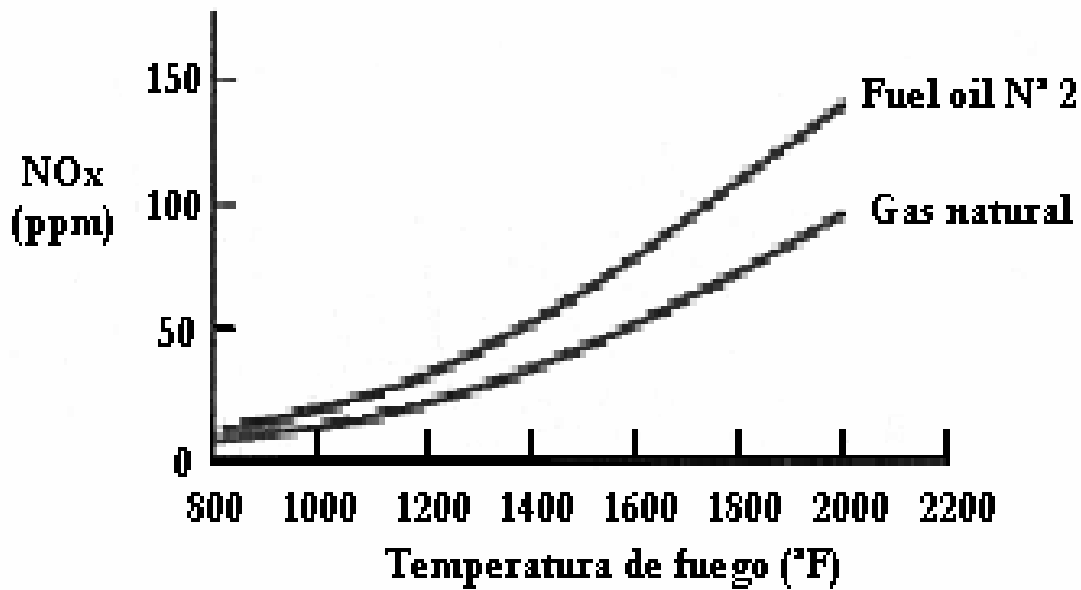
Los generadores de vapor de calor residual (GVCR) con combustible suplementario, deben anticiparse a una adición mínima de humo, puesto que el escape de la turbina a gas provee una superabundancia de aire el cual mejora el proceso de combustión en el hogar. Sin embargo, cualquier humo generado en el hogar será gradualmente diluido por el escape de la turbina a gas.

Como un ciclo combinado opera a más alto rendimiento que una turbina a gas, las descargas gaseosas y de partículas a la atmósfera por kW generado se disminuye gradualmente. Por ejemplo, una planta de ciclo combinado sin combustible adicional en el GVCR puede tener una emisión de NO_x por el orden de 64% inferior que la de una planta de turbinas a gas de la misma capacidad, según el Prof. Ing. Mauricio Casanova.

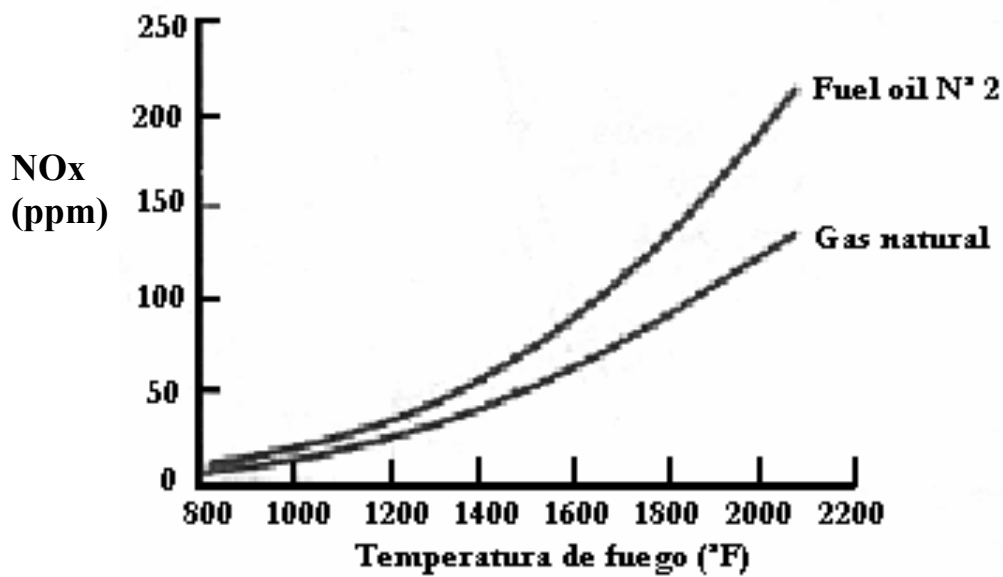
El ciclo combinado con combustible suplementario constituye un proceso con combustión de 2 etapas, una de estas en la turbina a gas y la otra en el GVCR. Este tipo de disposición causa la máxima temperatura de los gases en el hogar del generador, tendiendo a reducir la formación de NO_x . La producción de NO_x durante la combustión es directamente proporcional a la temperatura de la llama y al exceso de oxígeno presente.

Otro problema fundamental de las plantas se basa en los niveles de ruidos producidos. Las plantas de ciclo combinado no presentan este tipo de inconveniente, ya que, las turbinas a gas al descargar en los GVCR hacen pasar los gases a través de las superficies de transferencia de calor, atenuando el ruido.

Las unidades generadoras de Planta Táchira, MS-5001P y MS-7001E, son capaces de generar NO_x de acuerdo con la temperatura de fuego en la cual se encuentren trabajando. En las gráficas 5.1. y 5.2. se muestra las curvas que definen los niveles de concentración de NO_x para cada turbina a gas, de acuerdo con la temperatura de fuego de la turbina y según el combustible utilizado.



Emisiones de NOx para la Turbina a gas MS-5001P
Gráfica 5.1.



Emisiones de NOx para la Turbina a gas MS-7001E
Gráfica 5.2.

Se puede observar que las emisiones de NO_x, de las gráficas 5.1. y 5.2, son menores para el combustible gas natural que para el fuel-oil N°2, esto demuestra una vez más que el gas natural es el combustible más ideal para el trabajo de las turbinas a gas.



Capítulo 6.

Configuraciones y Cálculos de Ciclos Combinados

6.1. GENERALIDADES

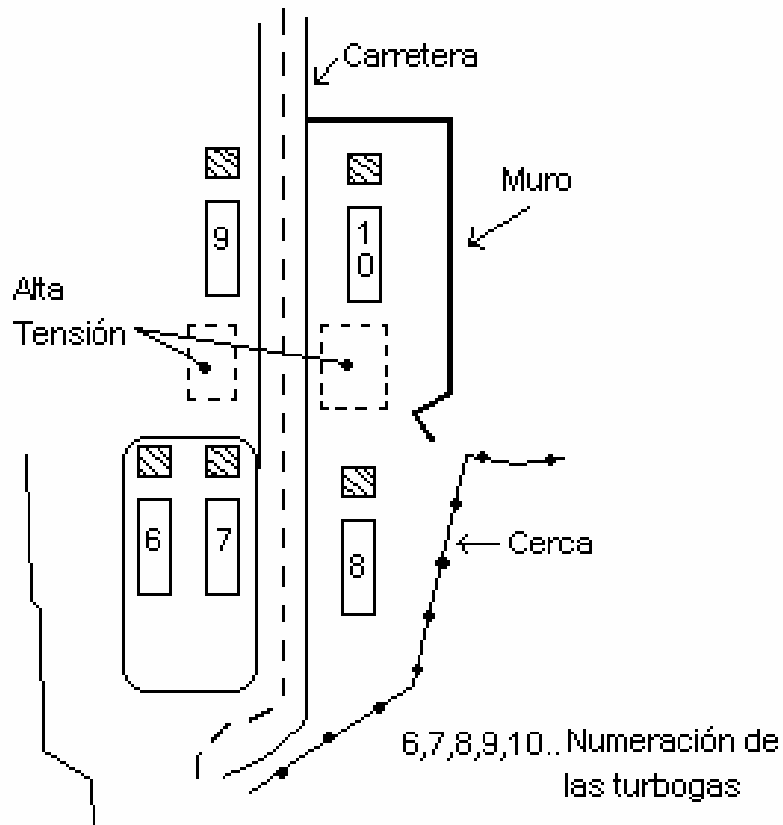
En este capítulo se presentarán las diferentes configuraciones de ciclo combinado que es posible instalar en Planta Táchira. Se iniciará con un estudio de factibilidad física para la ubicación de los ciclos combinados que serán instalados en las áreas disponibles de la planta. Adicionalmente se describen las diferentes configuraciones que utilizarán las turbinas a gas existentes en la Planta, donde los ciclo combinados se diferenciarán por las turbinas a vapor que serán instaladas, para esto se tienen turbinas a vapor de simple, doble y triple presión. Para el caso de la turbina a vapor de simple presión serán calculadas las variables que permiten determinar el costo específico de energía generada (ceeg), respectivamente para cada sector, con y sin combustible adicional en el generador de vapor de calor residual (GVCR). De igual forma para los ciclos combinados que utilicen doble y triple presión, con y sin recalentamiento, será determinado el costo específico de energía generada adicionando combustible a los GVCR. Luego de calculado el ceeg para cada una de las configuraciones señaladas, serán comparadas entre sí en una tabla resumen donde se mostrarán las características más resaltantes de cada una de ellas.

La siguiente alternativa que será presentada es considerando la instalación de un ciclo combinado completamente nuevo, al que también se le calculará el ceeg. Mientras que la última alternativa consta de la instalación de turbinas a gas, tipo MS-7001E, nuevas, donde se determinarán las variables calculadas en las dos primeras configuraciones, para finalmente ser comparadas.

6.2. FACTIBILIDAD FÍSICA

Para determinar la ubicación de los equipos que constituirán el ciclo combinado es necesario conocer las dimensiones de los mismos así como la distribución actual de las turbinas a gas existentes en Planta Táchira, para así analizar si el espacio disponible es lo suficientemente amplio para albergarlos.

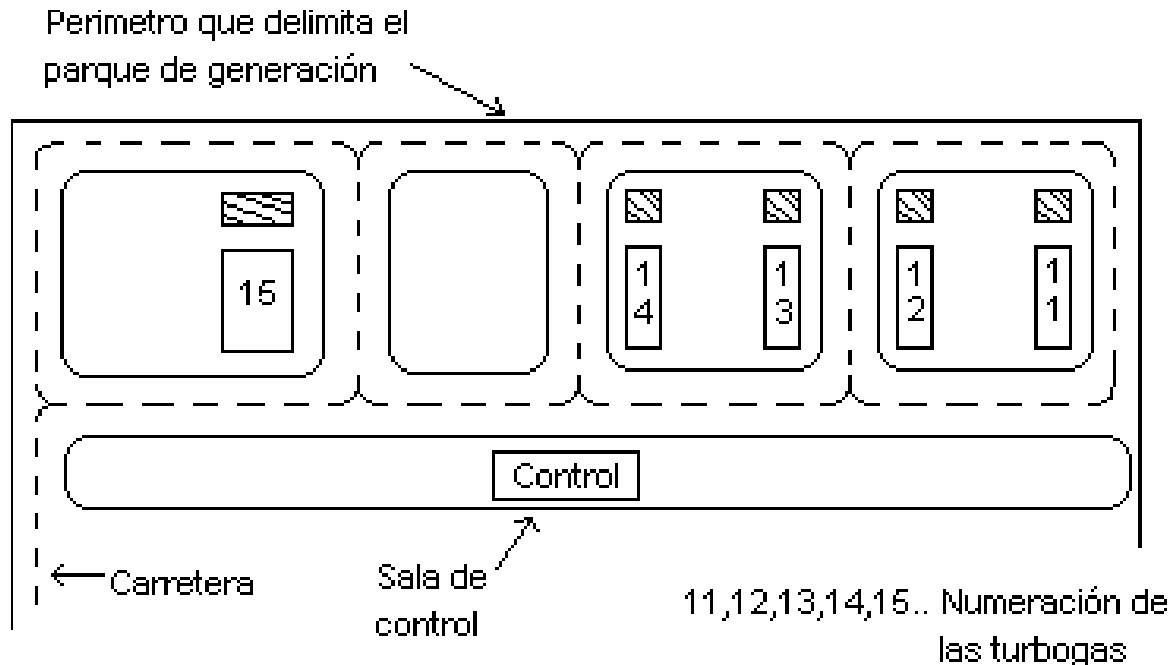
En la figura 6.1 se muestra una distribución de planta de lo que es actualmente Planta Vieja Táchira, aquí se puede observar la distribución de las unidades TG-06 a TG-10.



Distribución de Planta Vieja Táchira.

Figura 6.1.

En la figura 6.2 se puede observar la distribución actual de las turbinas a gas 11,12,13,14 y 15 sobre Ampliación Planta Táchira

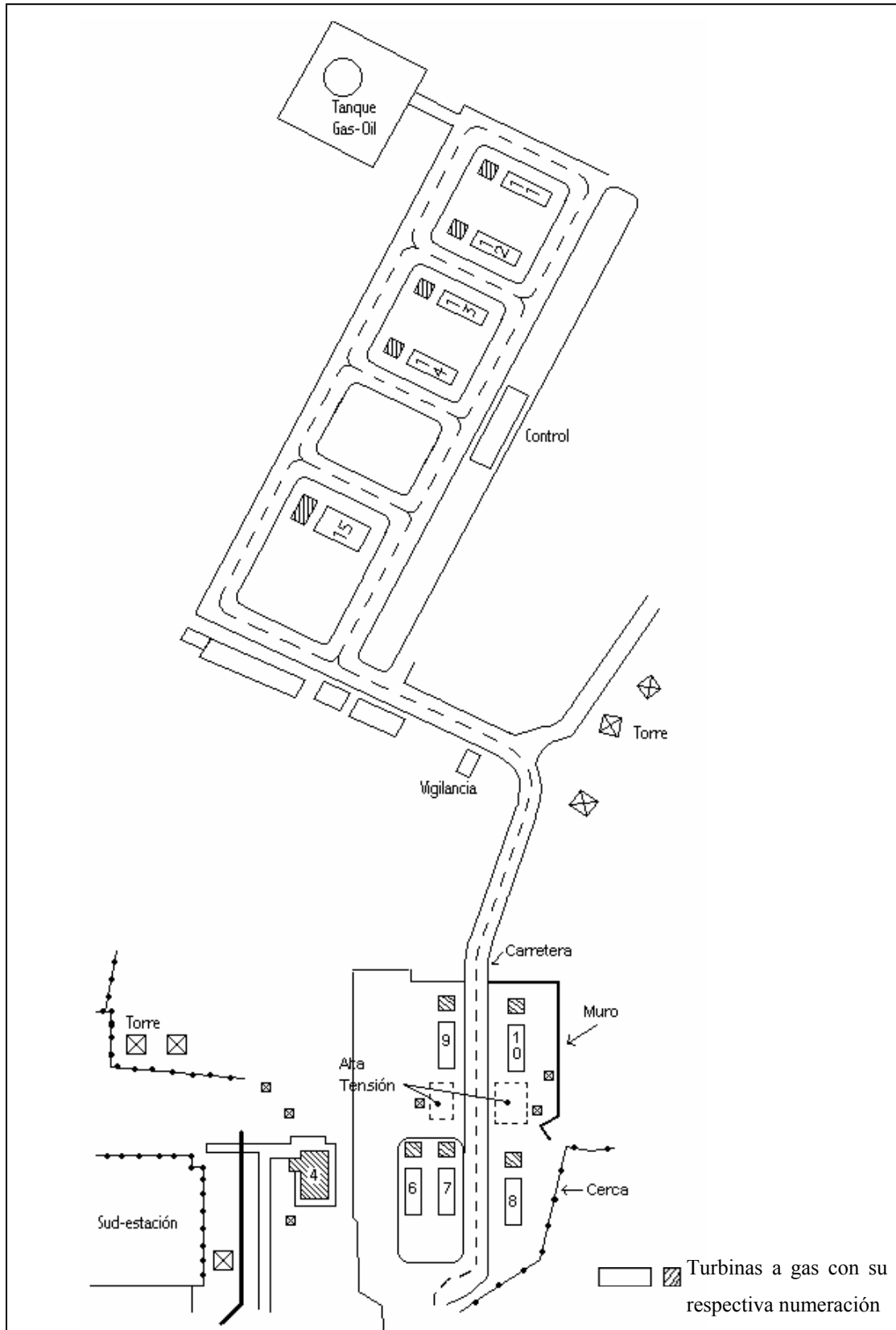


Distribución de Ampliación Planta Táchira.

Figura 6.2.

La distribución de Planta Táchira Vieja y Ampliación Planta Táchira dentro de la central Planta Táchira se observa en la figura 6.3. donde se puede observar de manera más amplia la distribución de las turbinas a gas, así como de otras estructuras, y se hace visible el espacio que existe entre Planta Vieja y Ampliación Táchira.

La factibilidad física de la instalación de ciclos combinados debe hacerse considerando las disposiciones vistas en las figuras 6.1 y 6.2, el espacio disponible mostrado en la figura 3.2 y 3.3 (Pag. 57) del capítulo 3. y las dimensiones de los equipos a instalar. A continuación se detallan las dimensiones de los generadores de vapor de calor residual (GVCR), turbinas a vapor, torres de enfriamiento, unidades de ciclo combinado completo y de las turbinas a gas.

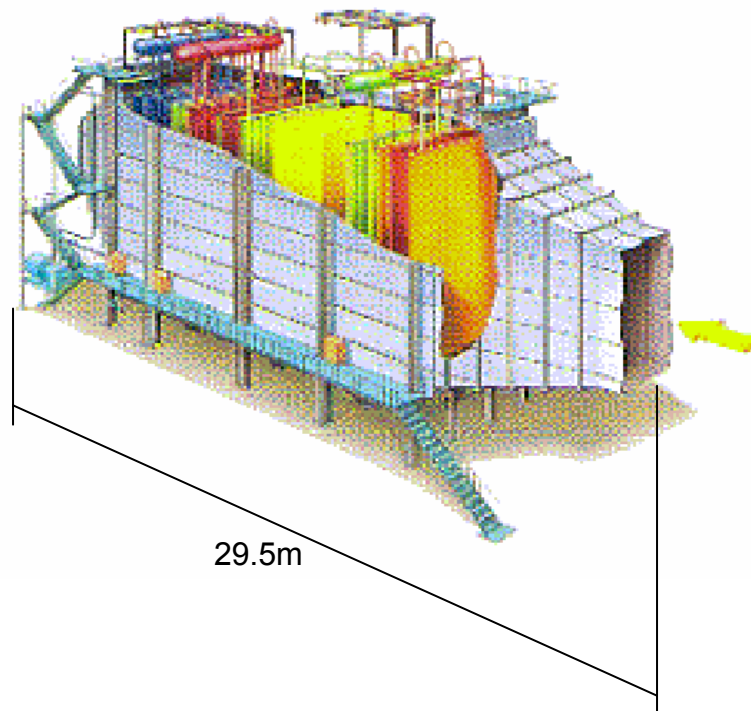


Distribución de Planta Táchira.

Figura 6.3.

A. DIMENSIONES DE LOS GENERADORES DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL

Para el caso de los GVCR las dimensiones aproximadas de estos varían según la producción de vapor que se necesite, sin embargo, si se observan plantas de ciclo combinado en funcionamiento, y de capacidad similar, o se remite a la información por parte de los fabricantes de estos generadores se puede apreciar que los mismos presentan longitudes dentro del rango de 28,2 m a 35,4 m de largo, mientras que el ancho varía dentro de los límites de 8,8 m a 16,8 m, conforme a lo dictado por General Electric. En la figura 6.4 se muestran las dimensiones de un GVCR diseñado para una turbina a gas de 90 MW. Esta variabilidad en el tamaño de los GVCR depende básicamente de los materiales constructivos, de las condiciones que se deseen para el vapor, de la adición ó no de combustible y del tipo de construcción (acuotubular o ígneotubular); además de éstas, existen otras razones que también influyen como lo es la temperatura de los gases de escape de la turbina a gas, el alto del GVCR, los niveles de presión de trabajo.



Longitudes de un generador de vapor de calor residual.

Figura 6.4

Se debe considerar que el generador de vapor de calor residual debe ser acoplado a una turbina a gas, es decir, cada turbina a gas debe tener su propio GVCR, esto con el fin de

hacer posible la utilización de generadores de vapor pequeños y facilitar su instalación, la cual debe hacerse lo más cercana posible a la turbina a gas para disminuir las pérdidas de energía ocasionadas en los ductos de traslado de los gases.

Con lo dicho anteriormente se puede seleccionar para este estudio de factibilidad física las dimensiones de el generador de vapor de calor residual, que para el caso de las unidades MS-5001 serán de 11mts de ancho y 30 m de largo, mientras que para las unidades MS-7001 serán de 13,5 m de ancho y 35m de largo, en ambos casos se permite variar la altura del GVCR, compensando así cualquier error proveniente de la suposición de estas longitudes

B. DIMENSIONES DE LAS TURBINAS A VAPOR

En lo que respecta a las turbinas a vapor, las dimensiones de estas para distintos casos se muestran en la tabla 6.1, donde se observa que el área de la base aumenta a medida que aumenta la potencia de la turbina.

Largo (m)	Ancho (m)	Potencia (MW)	Fabricante
21,5	14,7	92,9	General Electric
17,7	14,5	90,9	General Electric
23	6	74	Alstom
9,5	5,2	48,8	Alstom

Dimensiones de turbinas a vapor.

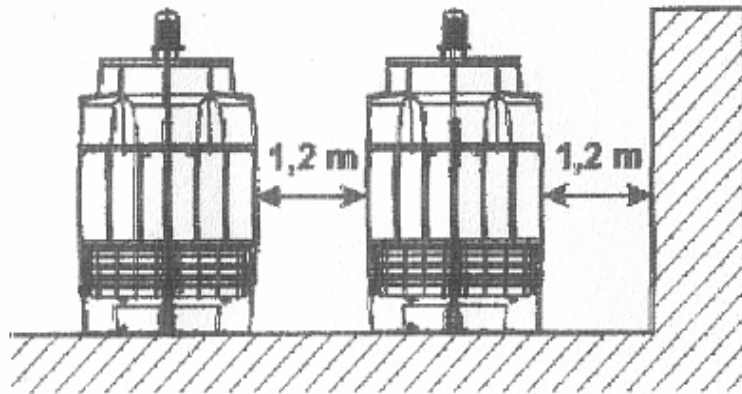
Tabla 6.1.

Para efectos de la factibilidad física se pueden suponer longitudes similares a las mostradas anteriormente, considerando la diferencia en la potencia. Para el caso de la turbina a vapor de 70 MW se considerará 24 m de largo y 8 m de ancho, dimensiones un poco mayores a las mostradas, en la tabla 1, para la turbina a vapor de 74 MW, esto debido a que se debe tomar cierto margen de seguridad en las longitudes, por el hecho de ser una suposición. Para el caso de la turbina de 110 MW se considerará un largo de 28 m, y el ancho de 16 m.

C. DIMENSIONES DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

En cuanto al sistema de enfriamiento, del agua utilizada para la condensación del vapor, se debe considerar el área ocupada por la torre de enfriamiento. Esta torre, preferiblemente, debe ser colocada cerca del condensador, de no ser esto posible los costos aumentaran por la colocación de las tuberías de transporte del agua entre los dos equipos. Sulzer, un fabricante de estas torres proporciona algunas recomendaciones que deben considerarse al momento de la instalación de las mismas, estas son:

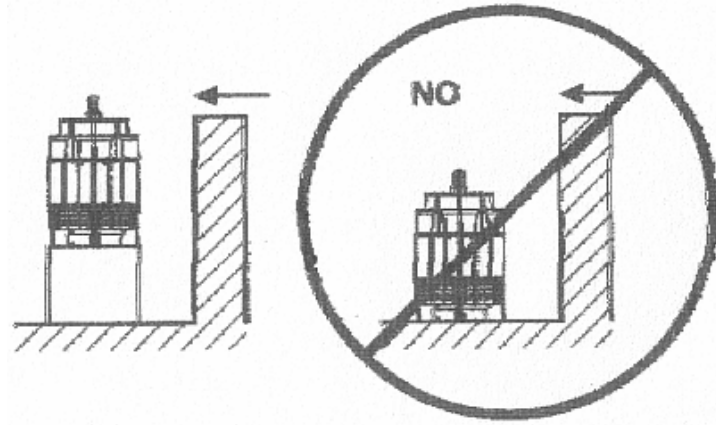
- ▣ La colocación de las torres debe realizarse sobre cemento o sobre un soporte metálico.
- ▣ Por razones de operación y mantenimiento, se debe guardar, como mínimo, una distancia de 1,2 metros entre la torre y las paredes de alrededor o entre las torres entre sí, en caso de necesitar una batería de torres de enfriamiento, ver Figura 6.5



Distanciamiento entre torres y paredes.

Figura 6.5.

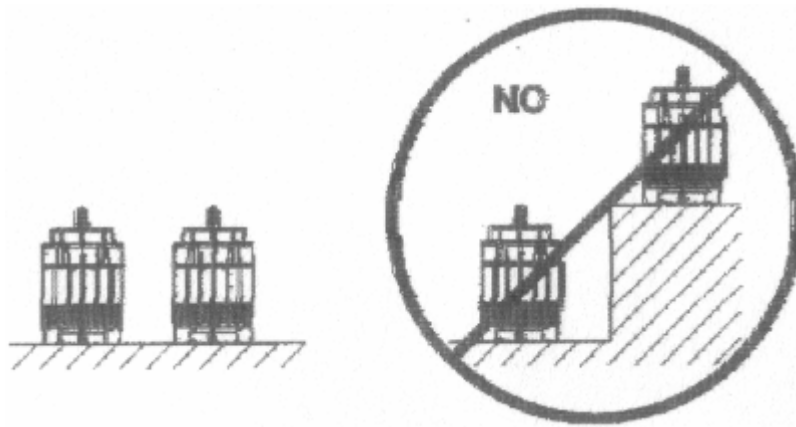
- ▣ Si hay obstáculos próximos más altos que la torre, elevar ésta para que la descarga del aire alcance al menos la altura del obstáculo, sobre todo en el caso en el que la dirección predominante del aire sea la indicada en la figura 6.6.



Disposición de las torres en presencia de obstáculos.

Figura 6.6.

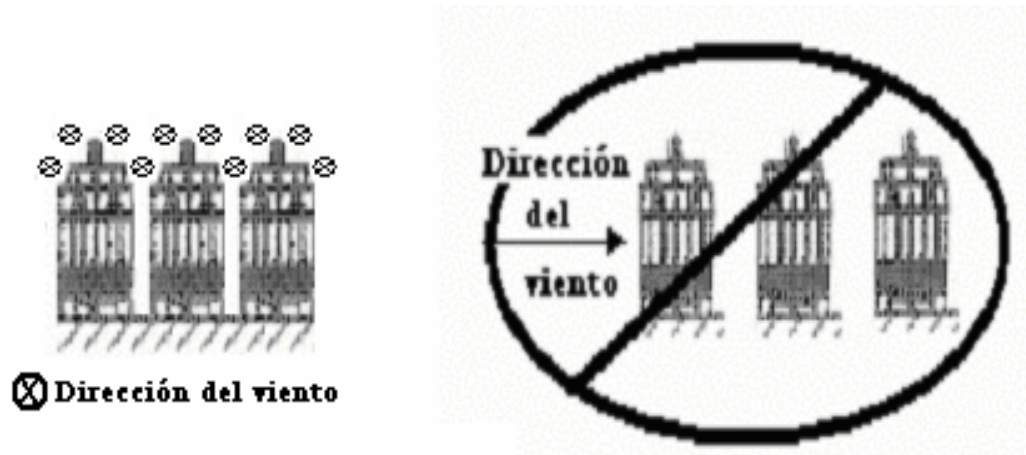
- ▣ En el caso de que vayan a instalarse varias torres, éstas deberán instalarse a la misma altura, ya que de lo contrario, la torre a mayor altura podría aspirar el aire saturado de la torre situada más abajo, ver figura 6.7.



Disposición de las torres según la altura de colocación.

Figura 6.7.

- ▣ Se deben evitar lugares de instalación en los que el agua de circulación, se vea invadida de hojarasca o de otras sustancias orgánicas.
- ▣ La instalación de varias torres debe realizarse de forma tal, que la dirección del viento coincida con la entrada del viento de cada una de las torres. Así se evitara la recirculación, ver figura 6.8.



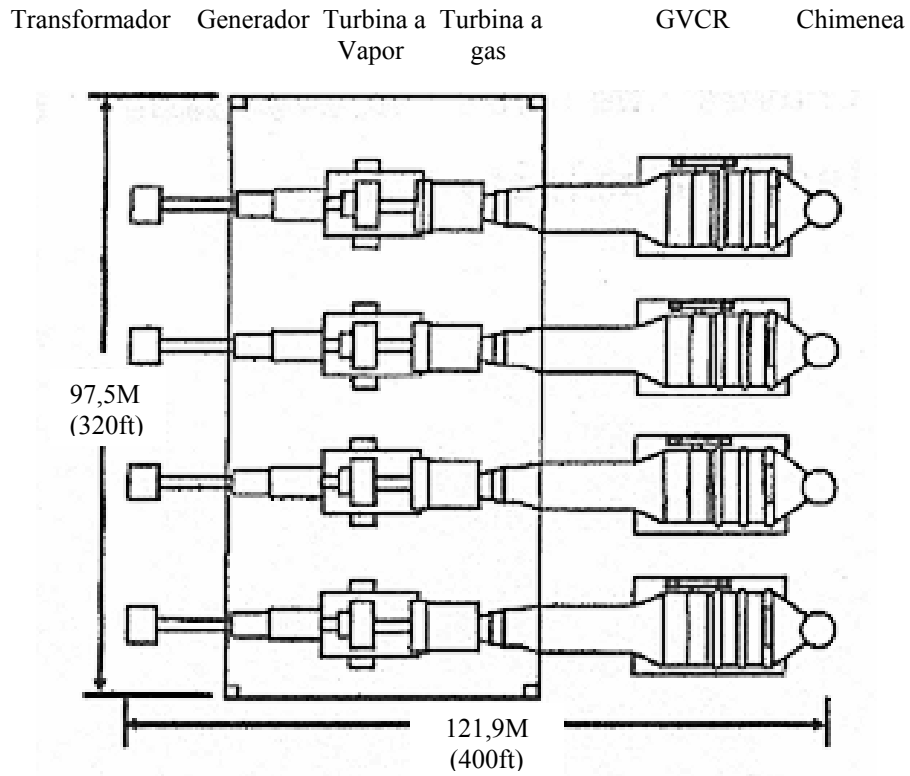
Disposición de las torres según la dirección del viento

Figura 6.8.

Este fabricante a su vez presenta una gran gama de modelos de torres de enfriamiento, donde las dimensiones de cada uno aumenta según la capacidad de enfriamiento, sin embargo para efectos de la factibilidad física se considerará un área de 144 m^2 , distribuida en $12\text{m} \times 12\text{m}$ para cada torre, de ser necesario la instalación de varias unidades, el área se determinará multiplicando el número de torres necesarias por el área de ellas (144m^2) y la distribución dependerá del espacio disponible.

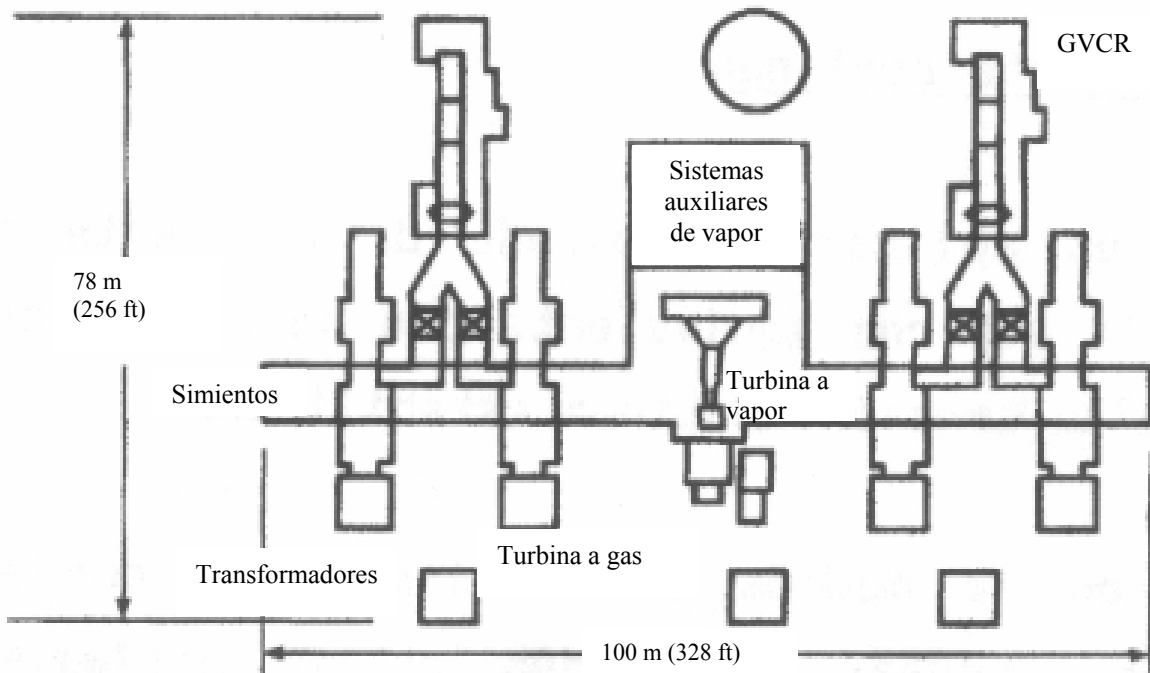
D. DIMENSIONES DE LAS UNIDADES DE CICLO COMBINADO

Para el caso de las unidades de ciclo combinado las dimensiones se consideran globales, es decir, las dimensiones de cada equipo o máquina pasan a ser secundarias debido a que es más importante el área que ocupa todo el conjunto. General Electric presenta dos ciclos combinados posibles de instalar en esta planta debido a sus características, a continuación, en las figuras 6.9. y 6.10., se presentan estos ciclos combinados donde se observan las dimensiones que luego serán comparadas con el espacio disponible para la realización de la factibilidad física de la instalación de alguno de ellos:



Dimensiones de cuatro unidades de ciclo combinado S107FA.

Figura 6.9.



Dimensiones del ciclo combinado S406B.

Figura 6.10.

En la figura 6.9 es lógico considerar que cada unidad de ciclo combinado S107FA necesita un ancho de 24,375 m (80 ft), para su instalación, resultante de dividir la longitud mostrada en la figura (97,5 m) entre el número de unidades (4), mientras que el largo puede ser leído directamente, este es de 121,9 m (400 ft). Por otro lado para la unidad S406B se considerarán las dimensiones señaladas en la figura 6.10, 78 m de ancho y 100 m de largo (256 ft x 328 ft).

Para realizar el estudio físico y económico de la instalación de un ciclo combinado nuevo sobre Planta Táchira se debe conocer, además de sus dimensiones, las características de dicho ciclo, para los ciclos combinados de General Electric mostrados anteriormente, las características se muestran en la tabla 6.2:

Modelo	Potencia (MW)	Consumo específico de calor (kJ/kWh)	Eficiencia (%)	Costo de instalación Bs/kW(\$/kW)
STAG 107FA	262,6	6425	56	330.750 (441)
STAG 406B	261,3	7230	49,8	329.250 (439)

Modelos de ciclos combinados General Electric
Tabla 6.2.

Los valores en la tabla 6.2 muestran dos ciclos combinados, el STAG 107FA, consistente en una turbina a gas acoplada a un generador de vapor de calor residual sin combustible adicional a su vez conectado a una turbina a vapor, y el STAG 406B, que consiste en cuatro turbinas a gas, 2 GVCR sin combustible adicional y una turbina a vapor, cada generador de calor se acopla a dos turbinas a gas. General Electric utiliza para los ciclos combinados la designación de STAG (Steam Turbine And Gas) abreviado a través de la letra S, más una serie de números cuyo significado se muestra a continuación con un ejemplo:

S 3 0 9 E

Donde:

S = Abreviatura de la designación STAG

3 = Número de turbinas a gas utilizadas en el ciclo combinado

0 = Se utiliza como separación.

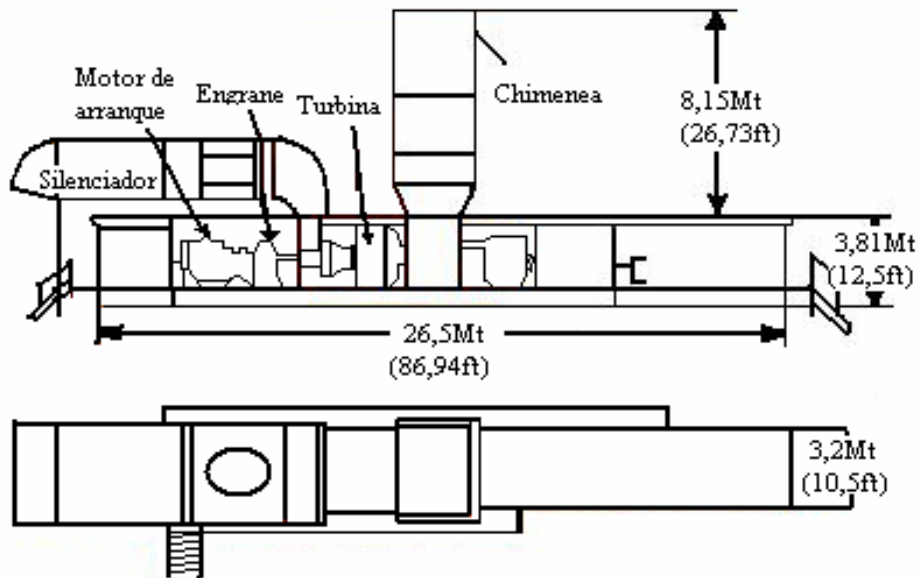
9 = Representa el tamaño de la turbina o el Frame de la turbina

E = Representa el modelo de la turbina a gas. En este caso se muestra solo una letra pero pueden ser más.

Los ciclos combinados de la tabla 6.2 son unidades que funcionan con combustible gaseoso y a condiciones ISO. Se observa que el STAG 107FA presenta mayor potencia, consumo específico de calor (heat rate) y eficiencia, al compararlo con el STAG 406B, por esto aunque tiene mayor costo de instalación se seleccionará el STAG 107FA para realizar tanto la factibilidad física como el estudio económico de la instalación de este ciclo.

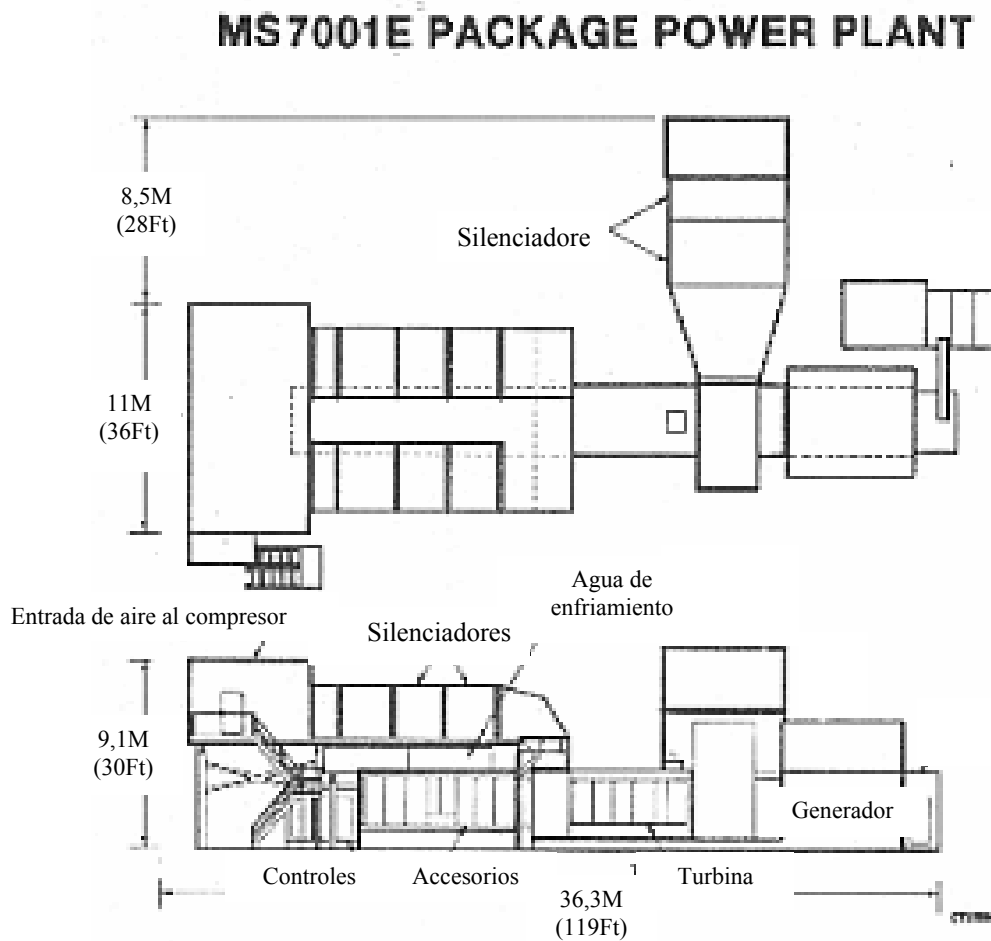
E. DIMENSIONES DE LAS TURBINAS A GAS

En lo que respecta a las turbinas a gas, se considerarán las dimensiones de dos (2) modelos de turbinas, la MS-5001P y la MS-7001E, mostrada en la figura 6.11a y 6.11b.



Dimensiones del Modelo de Turbina a Gas MS-5001P

6.11a



Dimensiones del Modelo de Turbina a Gas MS-7001E

6.11b.

Figura 6.11

F. RESUMEN DE DIMENSIONES

Para facilitar la ubicación de las dimensiones seleccionadas, a continuación se presenta la tabla 6.3, donde se observan las dimensiones a considerar para cada equipo.

Equipo	Largo (m)	Ancho (m)
GVCR acoplado a unidades MS-5001	30	11
GVCR acoplado a unidades MS-7001	35	13,5
Turbina a vapor 70 MW	24	8
Turbina a vapor 110 MW	28	16
Torre de enfriamiento	12	12
Unidad de ciclo combinado S107FA	121,9	24,375
Turbina a gas MS-5001P	26,5	6
Turbina a gas MS-7001E	36,3	19,5

Resumen de las dimensiones a considerar en la factibilidad física.

Tabla 6.3.

6.2.2. CRITERIOS DE UBICACIÓN DE LOS EQUIPOS QUE CONFORMAN EL CICLO COMBINADO

Los equipos que serán instalados en Planta Táchira para aumentar la cantidad de energía generada (generadores de vapor de calor residual, turbinas a vapor, ciclos combinados completos, turbinas a gas) deben ser ubicados de acuerdo con los siguientes criterios de disposición de espacio, de esta forma se buscará el mayor aprovechamiento del área disponible junto con el aumento de eficiencia de los equipos. A continuación de muestran los criterios que deben ser aplicados:

- ☒ Según el Ing. Julio Rodríguez Briceño los generadores de vapor de calor residual (GVCR) se ubicarán lo más cercano posible de las turbinas a gas para minimizar las pérdidas de energía de los gases de combustión a través de los ductos.
- ☒ Cada turbina a gas poseerá su propio GVCR, esto permitirá que dicho GVCR sea de menor tamaño (operando con menor flujo de gases de combustión) que un GVCR trabajando con dos (2) o más turbinas a gas. Adicionalmente, en caso de falla de un

GVCR la producción de vapor se verá limitada por una (1) turbina a gas y no por varias de estas, según el Ing. J. R. Briceño.

- ☒ Los equipos a instalarse en la Planta se colocaran de forma tal que se tenga la menor pérdida de espacio disponible.
- ☒ La ubicación de las torres de enfriamiento debe ser cerca del condensador, ya que el transporte más frecuente del agua se realiza en el condensador (ciclo cerrado de circulación continua) y la torre de enfriamiento.
- ☒ Según el Ing. J. R. Briceño, la turbina a vapor debe encontrarse cercana a los GVCR, de esta manera se logra minimizar las pérdidas de energía en los ductos de transporte del vapor del GVCR a la turbina.
- ☒ La colocación de los equipos se realizará de forma tal que permita realizar labores de mantenimiento.
- ☒ Los equipos no serán colocados sobre el suelo directamente, sino serán instalados sobre fundaciones que serán apropiadas al tamaño y peso del tipo de equipo.

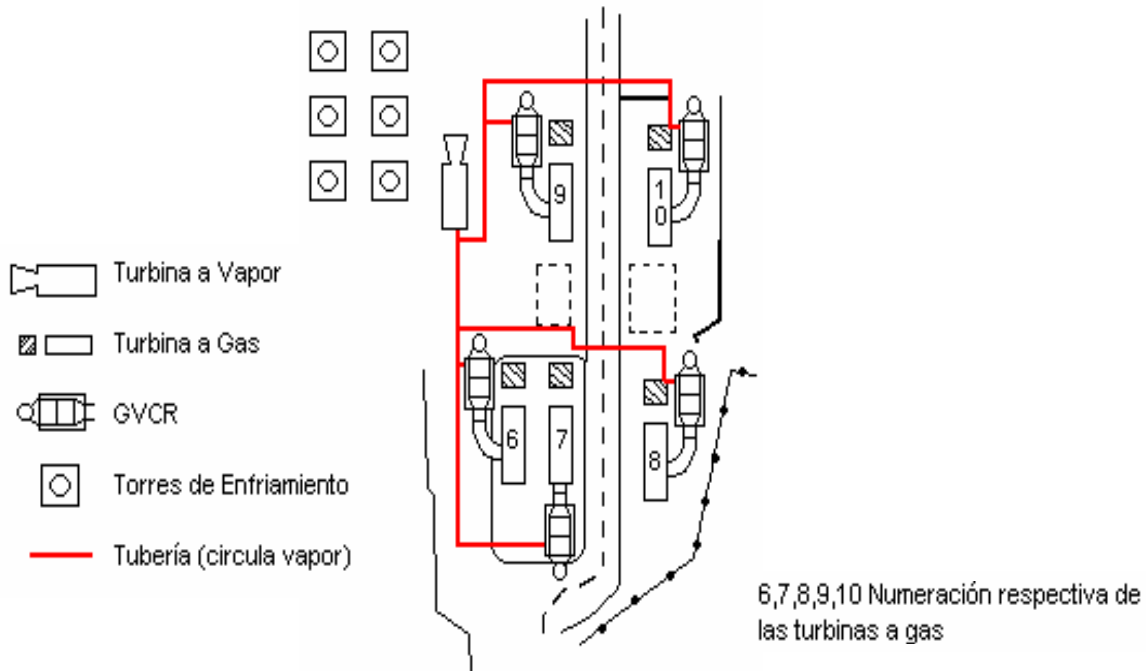
6.2.3. DISPOSICIÓN FÍSICA DE LOS EQUIPOS QUE CONFORMAN EL CICLO COMBINADO

Utilizando los valores mostrados en la tabla 6.3, los criterios anteriores junto con las figuras 3.2 y 3.3 (Pag. 57) del capítulo 3, se diseñan las disposiciones físicas para cada opción a estudiar, es decir, para ciclos combinados basados en las turbinas a gas existentes, para ciclos combinados nuevos y para la instalación de turbinas a gas nuevas; cada una de estas disposiciones se describe a continuación.

6.2.3.1. CICLO COMBINADO CON LAS UNIDADES EXISTENTES EN PLANTA VIEJA TÁCHIRA.

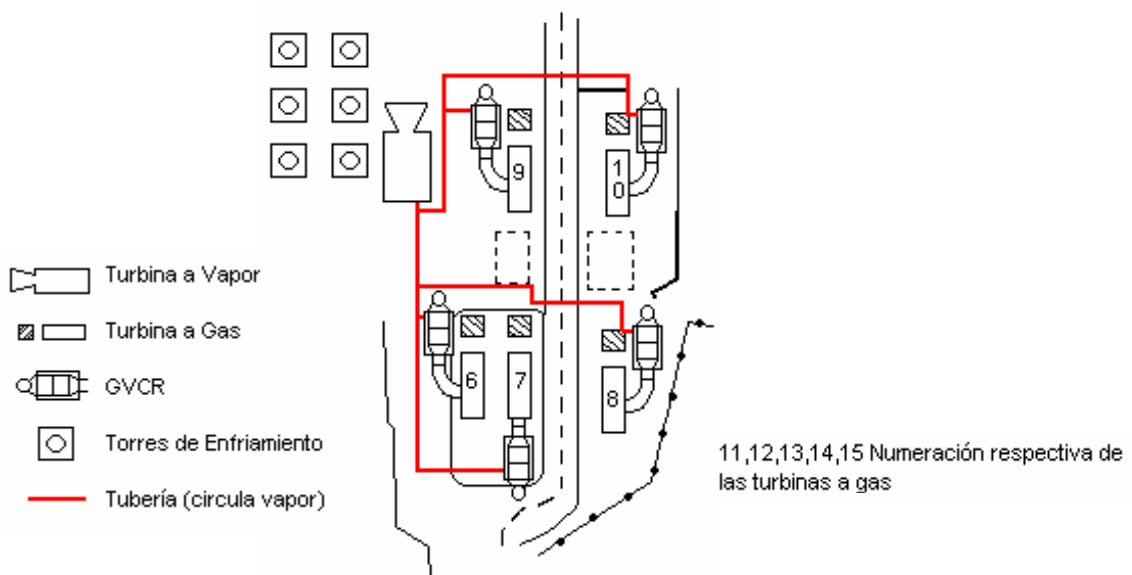
En la sección 6.4 de este capítulo se realiza una división de las configuraciones, en ciclos sin combustible adicional en el GVCR y ciclos con combustible adicional en el GVCR, para efectos de la disposición física ambos casos son muy similares y solo presentan

variación entre ellos en el lo que respecta al tamaño de los GVCR y de la turbina a vapor, esto se debe, como se vera más adelante, a la diferencia en las condiciones y capacidad de generación. A continuación en las figuras 6.12 y 6.13 se muestra la distribución física del ciclo combinado que no utiliza combustible adicional y la del ciclo que utiliza combustible adicional respectivamente.



Disposición física del ciclo combinado sin la utilización de combustible adicional.

Figura 6.12.

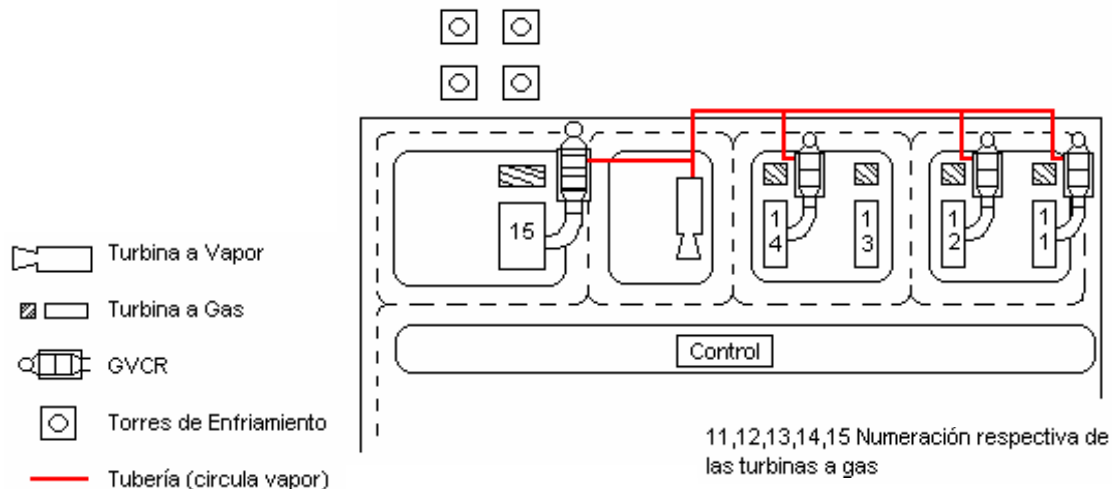


Disposición física del ciclo combinado con la utilización de combustible adicional.

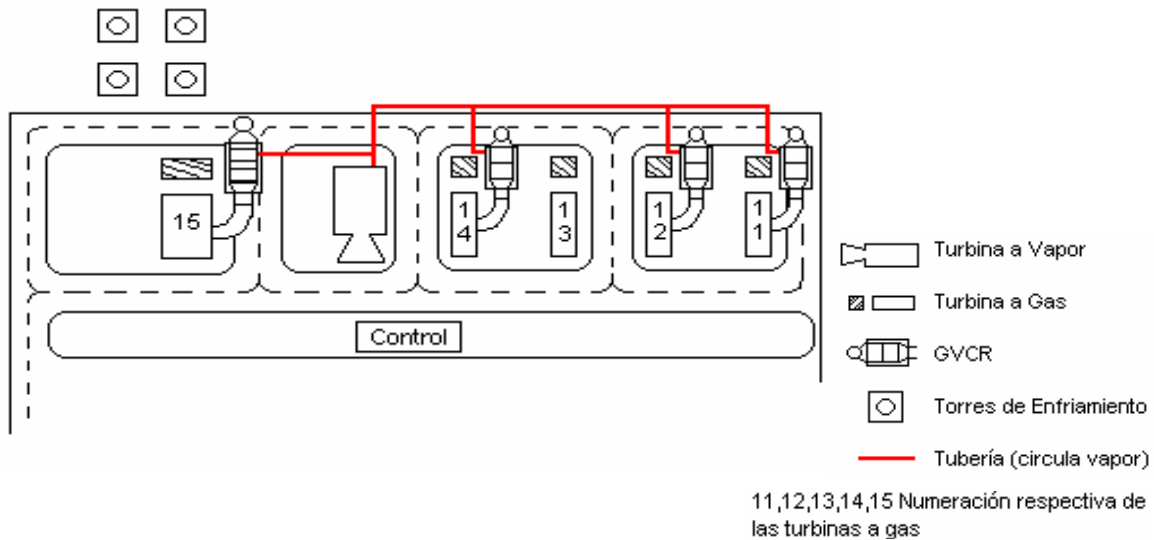
Figura 6.13.

6.2.3.2. CICLO COMBINADO CON LAS UNIDADES EXISTENTES EN AMPLIACIÓN PLANTA TÁCHIRA.

Como en el caso anterior, en Ampliación Planta Táchira también se presenta la misma división, basada en la utilización o no de combustible adicional en los GVCR, lo que origina dos disposiciones físicas que son señaladas en las figuras 6.14 y 6.15 a continuación.



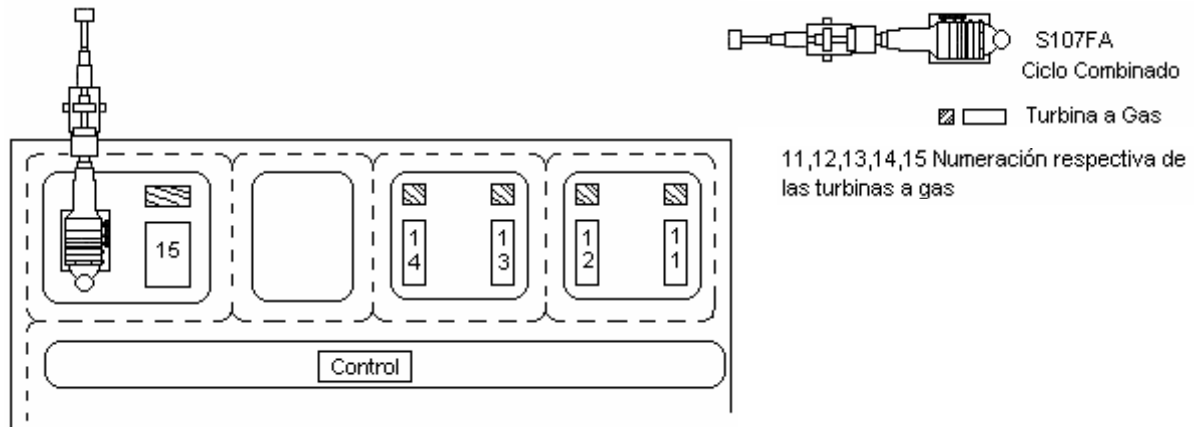
Disposición física del ciclo combinado sin la utilización de combustible adicional.
Figura 6.14.



Disposición física del ciclo combinado con la utilización de combustible adicional.
Figura 6.15

6.2.3.3. CICLO COMBINADO NUEVO.

El emplazamiento del ciclo combinado nuevo, específicamente el S107FA de General Electric, puede realizarse en dos zonas de Planta Táchira, la primera de estas es entre Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira (al lado izquierdo de la carretera que une las dos anteriores, Ver figura 6.3), donde actualmente se encuentran áreas verdes, la otra es en Ampliación Planta Táchira, al lado de las turbinas a gas existentes, como se muestra en la figura 6.16.

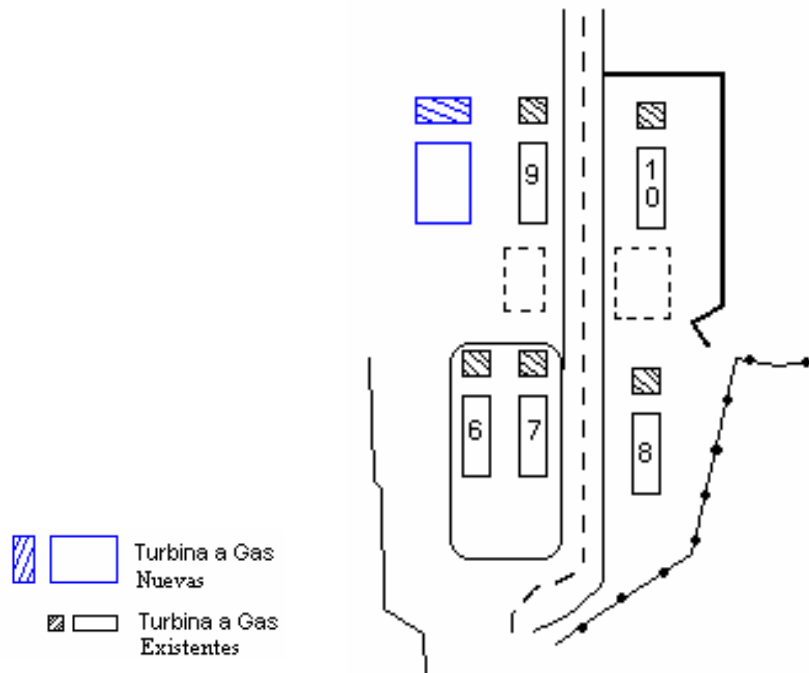


Disposición física del ciclo combinado S107FA en Ampliación Planta Táchira.

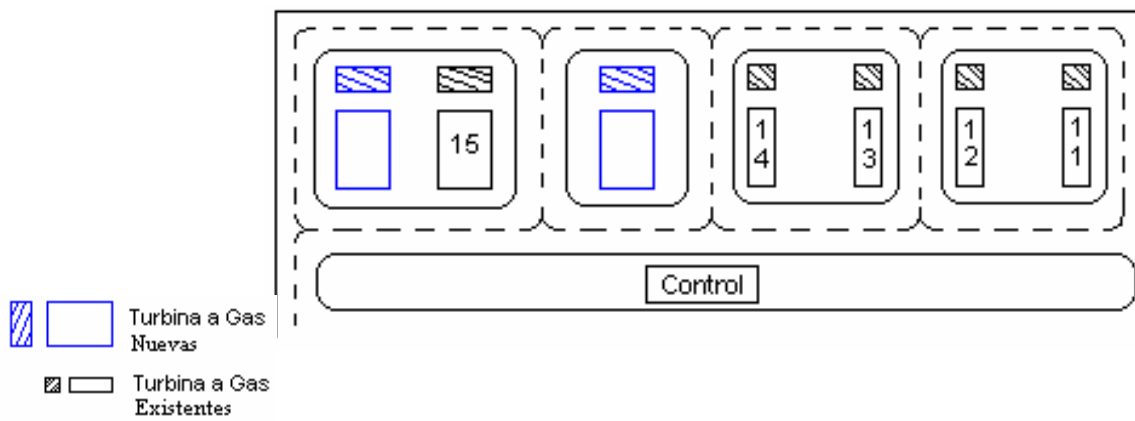
Figura 6.16.

6.2.3.4. TURBINAS A GAS NUEVAS.

Para cada uno de los casos anteriores se podrá aumentar el rango de potencia alrededor de los 200 MW, por tanto, para este caso, donde se estudia la posibilidad de instalación de las turbinas a gas se planteará una instalación similar, es decir, una instalación cercana a los 200 MW, es por esto que a criterio de C.A.D.A.F.E. se considerarán tres turbinas a gas MS-7001E llegando así a 210 MW, para la realización de la factibilidad física. La selección de este tipo de turbina se debe a que es una unidad más eficiente que la MS-5001P, además que permite adquirir menos unidades para producir alrededor de 200 MW de potencia, ya que para el caso de la MS-5001P se deben adquirir 10 unidades. La distribución y colocación de las turbinas a gas nuevas se aprecia en las figuras 6.17a y 6.17b a continuación.



Turbinas a gas nuevas en ubicadas en Planta Vieja Táchira
6.17a



Turbinas a gas nuevas ubicadas en Planta Ampliación Táchira
6.17b

Distribución de las turbinas a gas nuevas.
Figura 6.17.

6.3. CRITERIOS

Un ciclo combinado no es simplemente la suma de un ciclo de turbinas a gas con uno de vapor sino un ciclo más compacto integrado para ejercer en operación conjunta.

Para que exista una operación exitosa en los elementos que conforman el ciclo combinado se deberán plantear los criterios necesarios que permitan seleccionar los equipos a ensamblar con las turbinas a gas. Estos criterios serán basados en estudios de ciclos combinados realizados por el Prof. Ing. Mauricio Casanova, el Manual del Ingeniero Mecánico y condiciones actuales de equipos de General Electric y Alstom.

Para C.A.D.A.F.E. es necesario la utilización de todos los recursos actualmente existentes. Es por esto, que decide aprovechar los gases calientes de la combustión de las turbinas a gas. Estos gases luego de ser expandidos en la turbina a gas son expulsados al medio ambiente, sin embargo estos aun se encuentran a una temperatura aprovechable en un generador de vapor de calor residual (GVCR). Para esto se estudiará la alternativa del ciclo combinado considerando un GVCR, donde, como se cito en el capítulo 2 (Pág 4), se reutilizan los gases de escape y se genera suficiente vapor como para suplir una turbina a gas, éste tipo de generador se seleccionó a criterio de C.A.D.A.F.E. Inicialmente se plantearán los criterios de selección de las configuraciones de ciclos combinados con GVCR. Además, este tipo de generador de vapor permite que la adaptación sea de forma tal, que en caso de que la turbina a vapor saliera de servicio, la turbina a gas puede expulsar los gases de escape al ambiente por un sistema de by-pass.

Seguidamente se mostrarán los criterios de ubicación y los criterios económicos que serán utilizados para los cálculos necesarios para cada una de las alternativas.

6.3.1. CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DEL GVCR

Existen dos tipos de GVCR, los cuales serán utilizados en las alternativas de ciclos combinados de este trabajo, los GVCR sin combustible adicional y con combustible adicional. Para cada uno de los anteriores se mostrarán a continuación los criterios basados para su diseño, de acuerdo con las turbinas a gas existentes en Planta Táchira.

6.3.1.1. CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL GVCR SIN COMBUSTIBLE ADICIONAL

Los GVCR sin combustible adicional son aquellos que realizan la transferencia de calor exclusivamente con los gases de escape, producto de la combustión, de la turbina a gas. Seguidamente se tienen las condiciones utilizadas para el diseño de los GVCR utilizados para las configuraciones de ciclos combinados donde no se utilizará combustible adicional.

- ☒ La gama práctica de temperaturas de los gases de escape esta entre 425°C (797°F) y 590°C (1094°F), las presiones óptimas de admisión a la turbina a vapor está en la gama de 4MPa (580,15psi) a 9MPa (1305,33psi).
- ☒ El enfriamiento de los gases por medio del agua de alimentación debe reducirse a un mínimo y la temperatura de los gases a la salida del economizador deben quedar a unos 64°C (147,2°F) por encima de la temperatura a la entrada del evaporador.
- ☒ La temperatura del agua de alimentación a la entrada del GVCR sin combustible adicional será del orden de 50°C (122°F). Como la temperatura supuesta es baja, es particularmente aconsejable incluir un evaporador de baja presión para la generación del vapor necesario para la desaireación y calentamiento del condensado por contacto directo.
- ☒ Se debe utilizar una temperatura mínima del agua de alimentación a la entrada del economizador, después del evaporador de baja presión, de 107°C (224,6°F), para evitar la corrosión y un flujo de vapor de entrada a la turbina a vapor aproximadamente del 70% del requerido en una planta convencional de la misma potencia y de las mismas condiciones de vapor.
- ☒ De acuerdo con la Ley Penal del Ambiente, no es permitido descargar a la atmósfera gases de escape producto de la combustión de un hidrocarburo a temperaturas menores de 350°F (176,67°C); temperaturas menores a la mencionada ocasionan en el ambiente las llamadas lluvias ácidas, producidas por la condensación del SO_x.
- ☒ Como el 80% de los gases de escape de la turbina a gas esta compuesto por aire, se supondrá el calor específico del aire para efectos de cálculos igual a $C_{p_{Aire}}=1,0035\text{kJ/kgK}$ (0,43Btu/lbK).
- ☒ De acuerdo con General Electric, la temperatura del vapor a la salida del GVCR debe ser igual a la temperatura de entrada de los gases (provenientes de la turbina a gas) al

generador de vapor menos 22°C del valor de la misma. Adicionalmente, se tiene que los altos flujos de vapor y las altas temperaturas tienen una influencia dominante en mejorar el rendimiento de la turbina a vapor sin recalentamiento; donde las temperaturas generalmente no exceden desde las saturadas hasta 455°C (851°F) a 500°C (932°F).

- ☒ En un ciclo combinado con un GVCR sin combustible adicional la potencia de la turbina a vapor normalmente representa el 50% de la turbina a gas, pero puede llegar a 65 ó 70%.
- ☒ Se utilizará un valor de la densidad del combustible igual a 0,84881 kg/l ($\rho = 0.84881$ kg/l) correspondiente al combustible, gasoil, utilizado en Planta Táchira.
- ☒ El poder calorífico del combustible, correspondiente con Planta Táchira, se utilizará el valor de 44.194 kJ/kg, (19.000 Btu/Lb) que es proporcionado por C.A.D.A.F.E. para efectos de calculo. Dicho valor se asumirá como el poder calorífico inferior.

De acuerdo con los criterios presentados anteriormente, se supondrán los siguientes valores para un GVCR sin combustible adicional, según la aprobación de C.A.D.A.F.E.

- Para las turbinas a gas de Planta Táchira, con temperaturas de escape de 519,5°C (967,1°F), se considerará una presión de entrada al GVCR de 6MPa (870,22psi).
- Para efectos de estudio se asumirá un evaporador de baja presión antes del economizador.
- La temperatura de los gases de escape, luego de pasar por el GVCR sin combustible es de 182,22°C (360°F).
- La temperatura del vapor a la entrada a la turbina a vapor se asume igual a 490°C (914°F)

6.3.1.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL GVCR CON COMBUSTIBLE ADICIONAL

Los GVCR con combustible adicional son aquellos que realizan la transferencia de calor con los gases de escape de la turbina a gas y con la combustión existente por el combustible suplementario, que permite el aumento de la temperatura para generar más vapor que si se utilizase únicamente los gases de escape de la turbinas a gas. Seguidamente se señalan los

criterios utilizados para este tipo de GVCR.

- ☒ Como se esta adicionando combustible al GVCR, se supone un aumento en la temperatura de los gases de escape de las turbinas a gas, resultando una presión mayor, que la supuesta en el GVCR sin combustible adicional a la entrada de la turbina a vapor; esta presión es igual a 8MPa (1160,3psi).
- ☒ La temperatura de los gases a la salida del economizador debe quedar a 76°C (168,8°F), por encima de la temperatura a la entrada del evaporador.
- ☒ Con la combustión de aceites destilados en el GVCR con combustible adicional es deseable mantener un mínimo de 115°C (239°F) de temperatura de agua de alimentación, con el objeto de asegurar una protección contra la corrosión por ácido sulfúrico.
- ☒ La temperatura del vapor sobrecalentado para combustible adicional se aconseja no exceder desde las saturadas hasta 520°C (968°F).
- ☒ Con combustible suplementario las potencias de ambas turbinas pueden ser iguales o las turbinas a gas pueden representar el 40 a 65% de la capacidad total del ciclo combinado.
- ☒ De acuerdo con lo explicado en los GVCR sin combustible adicional, se mantendrá en los GVCR con combustible la temperatura de salida de los gases de combustión del GVCR a 122,22°C (360°F), y la temperatura de salida del vapor será de 515°C (959°F). Al igual que, se supondrá el calor específico del aire para la realización de los cálculos igual a $C_{p_{Aire}}=1,0035\text{kJ/kgK}$ (0,43Btu/LbK).
- ☒ El combustible adicional utilizado es igual al utilizado en las turbinas a gas, por tanto, se tiene un valor de la densidad del combustible igual a 0,84881 kg/l ($\rho = 0.84881$ kg/l), gasoil, y un poder calorífico del combustible de 44.194 kJ/kg, (19.000 Btu/Lb).

En el generador de vapor de calor residual (GVCR) con combustible adicional que se utilizará en las configuraciones de los ciclos combinados se consideraran, de acuerdo con los criterios presentados anteriormente y la selección dada por C.A.D.A.F.E., los siguientes valores:

- La temperatura de agua de alimentación a través del GVCR en la entrada al economizador se supondrá de 120°C (248°F).
- Para efectos de cálculos, se utilizará un rango de capacidad en las turbinas a gas de todo el ciclo combinado entre 45 a 51%.
- La temperatura del vapor sobrecalentado para GVCR con combustible adicional se asume en 515°C (959°F)
- Al igual que el GVCR sin combustible adicional, se considerará la temperatura de los gases de escape a la salida del GVCR igual a 182,22°C (360°F)

En resumen se presenta la tabla 6.4., que muestra los criterios mencionados anteriormente para ser utilizados en los cálculos del presente capítulo.

GVCR		Sin combustible adicional	con combustible adicional
Temp. de los gases de la combustión	Entrada al GVCR	519,5°C (967,1°F)	519,5°C (967,1°F)
	Salida del GVCR	182,22°C (360°F)	182,22°C (360°F)
Temperatura del agua de alimentación a través del GVCR	Entrada al precalentador de baja	50°C (122°F)	50°C (122°F)
	Entrada al economizador	107°C (224,6°F)	120°C (248°F)
	Entrada al evaporador	114°C (237,2°F)	126°C (258,8°F)
	Entrada al sobrecalentador	182,22°C (360°F)	182,22°C (360°F)
Condiciones de entrada de la Turbina a Vapor	Presión de entrada	6MPa (870,22psi)	8MPa (1160,3psi)
	Temperatura de entrada	490°C (914°F)	515°C (959°F)
Cp (del aire)		1,0035kJ/kgK (0,43Btu/LbK)	1,0035kJ/kgK (0,43Btu/LbK)
Rango de potencias de las turbinas de vapor con respecto al ciclo combinado		33 a 41%	49 a 55%

Criterios considerados en los GVCR

Tabla 6.4.

6.3.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LA TURBINA A VAPOR

Una de las clasificaciones de las turbinas a vapor se realiza según el tipo de combustión empleada en el ciclo combinado, es decir, de la optimización termodinámica existente en el ciclo de vapor de acuerdo con el diseño empleado por el fabricante. A continuación se

muestran las tablas 6.5. y 6.6. las que señalan diferentes tecnológicas de las compañías General Electric y Siemens, las cuales serán consideradas en la selección de las turbinas a vapor del ciclo combinado de Planta Táchira.

Ciclo	Vapor Principal		Segunda Etapa de Presión		Tercera Etapa de Presión	
	MPa (°C)	Psi (°F)	MPa (°C)	Psi (°F)	MPa (°C)	Psi (°F)
Doble Presión	6 a 8 (520 a 540)	0,87 a 1,16 (968 a 1004)	0,5 a 0,7 (200 a 250)	0,07 a 0,1 (392 a 482)	-	-
Triple Presión	12 a 14 (520 a 540)	1,74 a 2 (968 a 1004)	2 a 3 (520 a 540)	0,29 a 0,44 (968 a 1004)	0,4 a 0,6 (200 a 250)	0,06 a 0,09 (392 a 482)

Optimización Termodinámica del ciclo a vapor de Siemens

Tabla 6.5.

Condiciones del Ciclo de Vapor	Doble Presión, Sin recalentamiento			Doble Presión, con recalent.	Triple Presión, Sin recalentamiento			Triple Presión, con recalent.
	≤ 40	40 a 60	≥ 60	≥ 60	≤ 40	40 a 60	≥ 60	≥ 60
Capacidad de la Turbina a Vapor (MW)	≤ 40	40 a 60	≥ 60	≥ 60	≤ 40	40 a 60	≥ 60	≥ 60
Presión de admisión del vapor principal Mpa	5,6 (820)	6,61 (960)	8,26 (1200)	9,98 (1450)	5,85 (850)	6,88 (1000)	8,60 (1250)	9,98 (1450)
Temp. de admisión del vapor principal °C(°F)	538 (1000)	538 (1000)	538 (1000)	538 (1000)	538 (1000)	538 (1000)	538 (1000)	538 (1000)
Presión de recalent. MPa (psig)	-	-	-	2,06-2,75 (300-400)	-	-	-	2,06-2,75 (300-400)
Temp. de recalent. °C (°F)	-	-	-	538 (1000)	-	-	-	538 (1000)
Presión admisión 2ªetapa de presión MPa (Psig)	0,55 (80)	0,55 (80)	0,55 (80)	0,55 (80)	0,69 (100)	0,83 (120)	1,07 (155)	2,06-2,75 (300-400)
Temp. Admisión 2ªetapa de presión °C(°F)	(*)	(*)	(*)	305 (580)	270 (520)	280 (540)	300 (570)	305 (580)
Presión admisión 3ªetapa de presión MPa (Psig)	-	-	-	-	0,17 (25)	0,17 (25)	0,17 (25)	0,28 (40)
Temp. Admisión 3ªetapa de presión °C (°F)	-	-	-	-	160 (320)	170 (338)	180 (356)	260 (500)

Optimización termodinámica del ciclo de vapor de General Electric. (*) La temperatura será igual a 11°C (20°F) por debajo de la temperatura correspondiente a los gases de descarga de la turbina a gas aguas arriba del sobrecalentador.

Tabla 6.6.

Para los cálculos de los ciclos combinados de Planta Táchira, donde las turbinas a vapor son de doble presión sin ó con recalentamiento y las de triple presión sin ó con recalentamiento, se utilizarán los valores correspondientes a la tabla 6.6. de General Electric.

6.3.3. CRITERIOS ECONÓMICOS

Para cada una de las opciones técnicamente factibles, consideradas como configuraciones de ciclos combinados, se deberá determinar el costo asociado a ella, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- ☒ Como la central (Planta Táchira) se encuentra actualmente generando a carga base, las características de carga de la central de ciclo combinado serán de igual manera que la de una planta a carga base. Esto significa que la central de ciclo combinado será diseñada para trabajar 8.000h/año promedio de operación.
- ☒ Debido a la deficiencia energética existente en la región occidental, las unidades turbo-gas en Planta Táchira trabajan a su máxima capacidad en régimen constante. Por otro lado las unidades turbo-vapor, debido a su alta confiabilidad, son utilizadas para cubrir necesidades de carga base. Por esto el factor de carga del ciclo combinado es del orden de 93% según los norteamericanos y 95% según los europeos, ambos de gran experiencia. Por lo que se puede suponer un valor cerca del 94%.
- ☒ Análogo a la deficiencia energética existente en la región occidental y a la alta confiabilidad de las turbinas a vapor, se puede suponer una disponibilidad alta para el ciclo combinado, aproximadamente 91,3%, dando la posibilidad de parar las unidades aproximadamente cuatro semanas al año.
- ☒ La tasa de interés real, para fines de cálculo, es del 12% valor proporcionado por la Gerencia de Coordinación de Planificación de C.A.D.A.F.E.
- ☒ Existen perdidas en la energía generada de 0,5% por transformación y 1% por consumo interno de la planta, según C.A.D.A.F.E.
- ☒ Para los cálculos se considerará un Dólar igual a 750 Bolívares (1\$ = 750 Bs.).

- ☐ Planta Táchira actualmente compra el combustible (gasoil) a un precio de 47,86 Bs/l. Este combustible es transportado por medio de gandolas desde Bajo Grande, Maracaibo, y el Vigía, Mérida, pagando por transporte 10 Bs/l desde el primero y 4 Bs/l desde el segundo. Para efectos de los cálculos se estimara el costo del combustible en 57,86 Bs/l.
- ☐ Cada gandola paga 62.000 Bs. de peaje para llegar a Planta Táchira, este costo debe ser considerado en los cálculos. El número de gandolas se estimara de acuerdo con la cantidad de combustible necesitado, tomándose en cuenta que las gandolas transportadoras de combustible a la Planta tienen una capacidad promedio de 35.000 l por gandola.
- ☐ La central pierde valor bajo una depreciación lineal.
- ☐ De acuerdo con General Electric, para este ciclo combinado, la instalación y adaptación para el sistema de condensación se estima un costo actual de 8.250 Bs/kW (11 \$/kW) que al ser multiplicado por los kW a instalar se tendrá el costo para el ciclo combinado.
- ☐ De acuerdo con el Manual del Ingeniero Mecánico, se establece para un ciclo combinado de 300MW los siguientes valores mostrados en la tabla 6.7.

Energía Generada	Costo de Operación y Mantenimiento	
	Ciclo Combinado	Torre de Enfriamiento
300MW	3,75-5,25Bs/kWh ($5 \cdot 7 \cdot 10^{-3}$ \$/kWh)	0,003-0,0075Bs/kWh ($4 \cdot 1 \cdot 10^{-6}$ \$/kWh)
Valor asumido	4,89Bs/kWh ($6,52 \cdot 10^{-3}$ \$/kWh)	0,006525Bs/kWh ($8,7 \cdot 10^{-6}$ \$/kWh)

Costos de Operación y Mantenimiento
Tabla 6.7.

Los valores asumidos han sido actualizados de acuerdo al método del Índice de Precios al Consumidor (IPC) par el año 2001

Para los valores utilizados en los criterios económicos se tiene la tabla 6.8. que resume cada uno de estos datos, presentados a continuación:

Criterio Económicos	Valor Asumido
Horas de Trabajo	8.000h/año
Disponibilidad	91,30%
Factor de carga	94%
Tasa de Interés	12%
Pérdida de Energía	0,50%
Pérdidas por Transformación	1%
Valor del Dollar	1\$=750Bs
Costo del Combustible considerando el flete	57,86Bs/l
Peaje por gandola transportadora de combustible	62.000Bs
Instalación y adaptación del sistema de condensación	8.250Bs/kW (11\$/kW)
Costo de operación y mantenimiento del ciclo combinado	4,89Bs/kWh (6,52\$/MWh)
Costo de operación y mantenimiento de la torres de enfriamiento	0,006525Bs/kWh (8,7x10 ⁻³ \$/MWh)

Criterios Económicos
Tabla 6.8.

6.4. CONFIGURACIONES

Para C.A.D.A.F.E., como se menciono anteriormente, es interesante la realización de estos estudios que le permitan el aumento de energía generada a menores costos.

En esta sección del capítulo 6 se describirá el procedimiento para realizar la factibilidad tecno-económica de tres opciones, a saber ciclos combinados basados en la utilización de las unidades existentes ya rehabilitadas, instalación de ciclos combinados nuevos sobre el terreno disponible en Planta Táchira y por último la instalación de turbinas a gas modelo MS-7001. La primera opción nombrada a su vez se divide en dos, ciclos combinados con generadores de vapor de calor residual sin combustible adicional y, la segunda, utilizando GVCR con combustible adicional. Para cada opción se mostrará el costo específico de la energía generada, variable determinante en la selección de ellas.

6.4.1. CONFIGURACIONES CON LAS UNIDADES EXISTENTES EN LA PLANTA

Para la primera configuración se utilizarán las turbinas existentes. Estas turbinas deben ser adaptadas al generador de vapor de calor residual (GVCR) y este a su vez a la turbina a

vapor, para conformar el ciclo combinado. Como estas unidades se encuentran en un estado actual donde, probablemente, los gases de escape no sean capaces de generar suficiente vapor al pasar por el GVCR para una turbina a vapor, C.A.D.A.F.E. decide rehabilitar algunas de estas unidades. La empresa encargada de dicha rehabilitación asegura una capacidad efectiva (potencia de salida) de las unidades luego de los trabajos de 18 MW para el modelo MS-5001P y de 58 MW para el modelo MS-7001E, con lo que la Planta quedará con un total de 202 MW de capacidad efectiva. Por esta razón se deberán considerar como valores actuales las disposiciones de operación del manual, adaptándolas a las condiciones ambientales de la Planta.

A continuación se presenta la tabla 6.9. donde se muestran los valores de las unidades, considerándolas ya rehabilitadas.

Modelo	MS-5001P	MS-7001E
Capacidad Efectiva (kW)	18	58
Gases de Escape kg/h(lb/h)	394288,61(869257,6)	969151,21(2136612,7)
Heat Reate KJ/kWh(Btu/kWh)	13177,64(14264,829)	13218,62(12528,837)
Tescape °C(°F)	519,5(967,1)	519,5(967,1)

Características de las Unidades MS-5001P y MS-7001E rehabilitadas

Tabla 6.9.

Las nueve (9) unidades que serán consideradas ya rehabilitadas son: TG-06 hasta TG-15 (menos la TG-13).

Según las suposiciones anteriores, se presentaran a continuación tres tipos de planteamientos de ciclos combinados, utilizando turbinas a vapor de simple (con y sin combustible adicional), doble presión y triple presión, estos dos últimos utilizando combustible adicional.

6.4.1.1. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON UNA TURBINA A VAPOR DE SIMPLE PRESIÓN.

Utilizando las turbina a gas existentes en combinación con una turbina a vapor de simple presión se plantearán dos tipos de cálculos, con y sin combustible adicional, donde para

cada uno se determinarán las variables respectivas que consecuentemente permitirán el cálculo del costo específico de la energía generada.

Cada uno de los cálculos se basará en los valores establecidos en la tabla 6.6, de donde se puede obtener las entalpías del vapor en los puntos B y C, de acuerdo con la figura 2.5. (Capítulo 2, Pág 28).

$$h_B = 215,4 \text{ kJ/kg} \qquad h_C = 3.398,12 \text{ kJ/kg}$$

A continuación se describen cada uno de estos cálculos.

A. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES SIN COMBUSTIBLE ADICIONAL.

Para esta configuración de ciclos combinados se utilizó únicamente el calor proporcionado por los gases de escape de las turbinas a gas para generar vapor. De esta manera, se acondicionarán las turbinas existentes para un ciclo combinado que permita producir una cantidad mayor de potencia, de acuerdo con el espacio disponible en la Planta.

Esta configuración se regirá por diferentes parámetros que permitirán caracterizar a esta configuración de las otras y poder seleccionar la más adecuada entre las planteadas. A continuación se describen los parámetros de esta configuración.

A.1. SISTEMA DE GENERACIÓN

Iniciando con la turbina a gas MS-5001P y los valores establecidos por el vapor, se puede obtener el flujo másico de vapor producido por la turbina a gas sin la adición de combustible en el generador de vapor de calor residual, utilizando la primera ley de la termodinámica, explicada en el capítulo 2 (Pág. 29).

$$\dot{m}_{V5001} = \frac{\dot{m}_g * Cp * (T_4 - T_5)}{h_C - h_B}$$

$$\dot{m}_{V5001} = 394.288,61 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1,0035 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * \frac{(792,65\text{K} - 455,37\text{K})}{3398,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 215,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{V5001} = 41.929,89 \text{ kg/h} (92.439,59 \text{ Lb/h})$$

Para la salida de la turbina a vapor se debe tener un valor de temperatura de saturación igual a $T_D=50^\circ\text{C}/122^\circ\text{F}$, figura 2.5. (Pág. 28), y considerando el ciclo de vapor isoentrópico, la entropía de vapor en C debe ser igual que en D, $s_C = s_D = 6,8481 \text{ kJ/kgK}$. Así se puede obtener el valor de la calidad la mezcla líquido-vapor y luego obtener el valor de la entalpía de D.

$$x = 1 - \frac{s_g - s}{s_{fg}} = 1 - \frac{8,0762 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} - 6,8481 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}{7,3725 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

$$x = 0,8334$$

$$x = 1 - \frac{h_g - h_D}{h_{fg}}$$

$$h_D = h_g - (1 - x)h_{fg}$$

$$h_{D=} = 2.592,1 \text{ kJ / kg} - (1 - 0,8334) * 2.382,7 \text{ kJ / kg}$$

$$h_D = 2195,14 \text{ kJ / kg}$$

Aplicando la ecuación 2.24 el trabajo de la turbina a vapor queda:

$$W_T = h_C - h_D$$

$$W_T = 3.398,12 \text{ kJ / kg} - 2.195,14 \text{ kJ / kg}$$

$$W_T = 1202,98 \text{ kJ / kg} (517,188 \text{ Btu/Lb})$$

Estimándose una turbina a vapor de 70 MW, se obtendrá el valor de la cantidad de flujo másico de vapor que necesitará para su funcionamiento, a las condiciones de vapor establecidas anteriormente, utilizando la ecuación 2.27.

$$P = \dot{m}_{TV} * W_T$$

Sustituyendo los valores se tendrá:

$$\bullet \quad m_{VTV} = \frac{70MW}{1202,98kJ/kg}$$

$$\bullet \quad m_{VTV} = 58,18kg/s$$

$$\bullet \quad m_{VTV} = 209.448kg/h(461.753,79Lb/h)$$

Con el vapor obtenido se tiene que se pueden combinar las siguientes turbinas de Planta Táchira

◆ Planta Vieja Táchira

Uniendo cinco (5) turbinas a gas MS-5001P se tiene un flujo másico de vapor total disponible:

$$\bullet \quad m_{VT,DISP} = 41.929,89kg/h * 5$$

$$\bullet \quad m_{VT,DISP} = 209.649,45kg/h(462.197,92Lb/h)$$

Al comparar m_{VTV} con $m_{VT,DISP}$ se observa que este satisface la cantidad de vapor necesaria para la turbina a vapor de 70MW, sin adición de combustible.

En los criterios se menciona que para ciclos combinados sin combustible adicional se considera el 70% de las condiciones de trabajo de una turbina convencional. Para la turbina a vapor utilizada anteriormente se tiene que el 70% de su flujo másico de trabajo será:

$$\bullet \quad m_{VTV} = \frac{209.448kg/h * 70\%}{100\%}$$

$$\bullet \quad m_{VTV} = 146.613,6kg/h(323.227,65Lb/h)$$

Si ahora, se considera el flujo másico de cuatro (4) de las turbinas existentes en Planta Vieja Táchira se tiene:

$$\dot{m}_{VT,DISP} = 41.929,89 \text{ kg} / \text{h} * 4$$

$$\dot{m}_{VT,DISP} = 167.719,56 \text{ kg} / \text{h} (369.758,33 \text{ Lb} / \text{h})$$

Con cuatro turbinas a gas se continúa satisfaciendo el flujo másico necesario de la turbina a vapor. Por consiguiente, se tiene una turbina a gas, que se podría considerar de reserva en el ciclo combinado, ya que si una de estas fallase, en vez de cinco (5) estarían trabajando cuatro(4), la turbina a vapor podría continuar produciendo la misma cantidad de MW.

◆ Ampliación Planta Táchira

Para la unidad MS-7001E se obtiene el valor de vapor producido por la misma sin la adición de combustible.

$$\dot{m}_{V7001} = \frac{\dot{m}_g * C_p * (T_4 - T_5)}{h_c - h_B}$$

$$\dot{m}_{V7001} = 969151,21 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1,0035 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * \frac{(792,65\text{K} - 455,37\text{K})}{3398,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 215,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{V7001} = 103.062,59 \text{ kg} / \text{h} (227.214,12 \text{ Lb} / \text{h})$$

Uniendo tres(3) turbinas de gas MS-5001P se tendría un flujo másico de gases igual

$$\dot{m}_{V,DISP} = 41.929,89 \text{ kg} / \text{h} * 3$$

$$\dot{m}_{V,DISP} = 125.789,67 \text{ kg} / \text{h} (277.318,75 \text{ Lb} / \text{h})$$

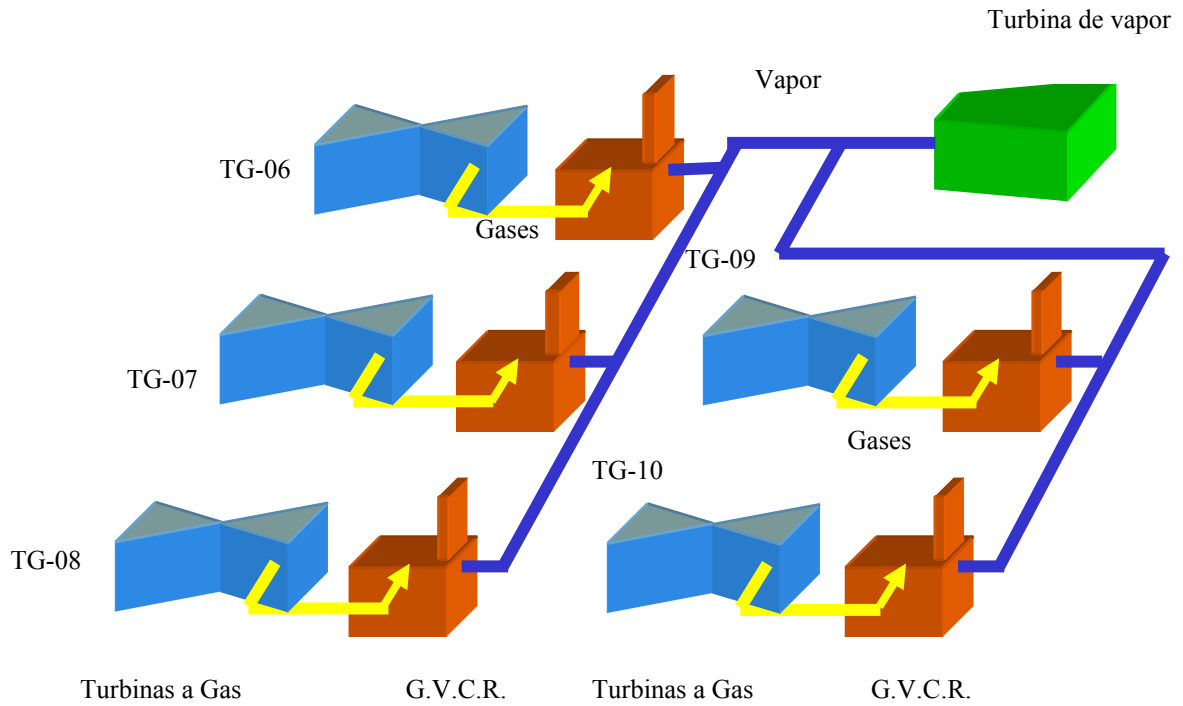
más el vapor producido por la turbina MS-7001E de Ampliación Táchira se tiene

$$\dot{m}_{VT,DISP} = 103.062,59 \text{ kg} / \text{h} + 125.789,67 \text{ kg} / \text{h}$$

$$\dot{m}_{VT,DISP} = 228.852,26 \text{ kg} / \text{h} (504.532,87 \text{ Lb} / \text{h})$$

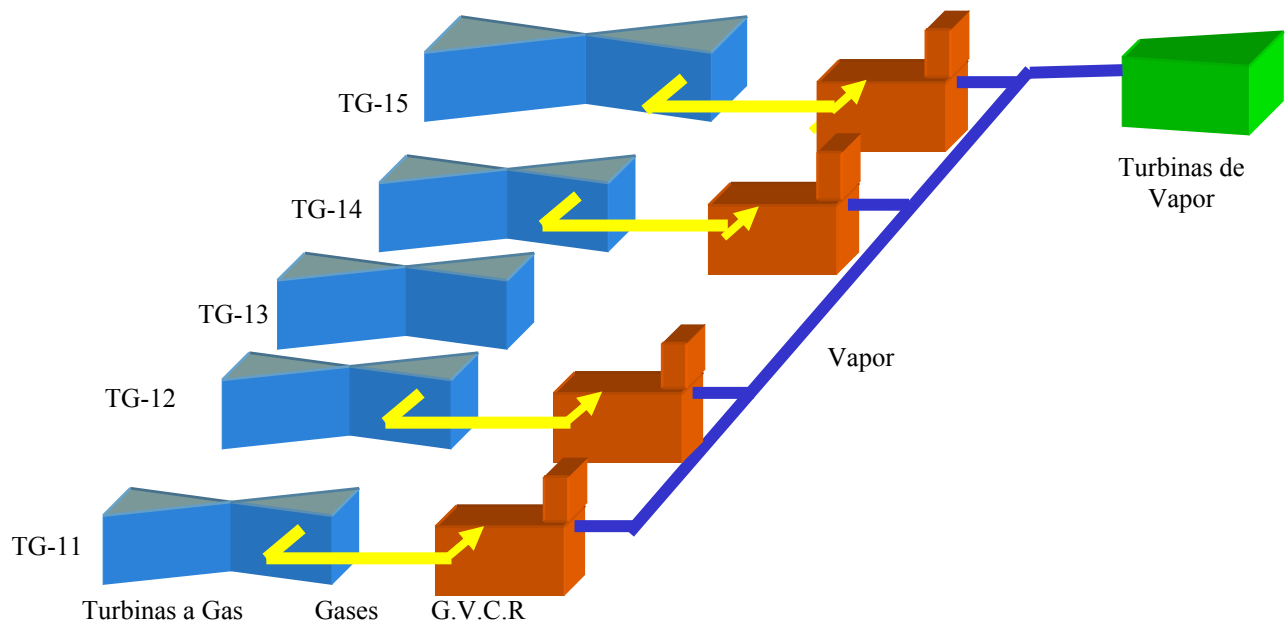
finalmente, este vapor obtenido entre las tres turbina MS-5001P y la MS-7001E satisface las condiciones de entrada para la turbina a vapor de 70MW, descrita anteriormente.

La distribución de este ciclo combinado queda representada en las figuras 6.18. y 6.19. que se muestran a continuación.



Planta Vieja Táchira. Ciclo Combinado: 5*TG(MS-5001P) y 1*TV(70MW)

Figura 6.18.



Ampliación Táchira Ciclo Combinado: 3*TG(MS-5001P), 1*TG(MS-7001E) y 1*TV(70MW)

Figura 6.19.

A.2. COSTO ESPECÍFICO DE ENERGÍA GENERADA.

De acuerdo con los criterios económicos mencionados anteriormente, se podrá calcular el costo de energía específica generada para las configuraciones de ciclos combinados ya presentadas.

♦ Ciclo combinado de 5 unidades MS-5001 y una turbina de vapor de 70 MW. Planta Vieja Táchira.

Para el ciclo combinado establecido con cinco (5) turbinas de gas MS-5001 y una (1) de vapor de 70 MW, es decir, 160 MW de capacidad, se determinará el costo específico de energía generada según los costos fijos anuales y los costos variables anuales que presente este ciclo, de acuerdo con su energía generada. Utilizando la ecuación 2.59 (Pág. 47) se tiene:

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g}$$

Como se estableció una disponibilidad de 91.3% y 8000h/año, se tiene

$$D_{isp} = \frac{8000h/año}{8760h/año} = 0,913$$

lo que es igual a:

$$8000h/año = D_{isp} * 8760h/año$$

$$8000h/año = 0,913 * 8760h/año$$

Obteniéndose la energía generada para una potencia de 160MW se tiene:

$$E_g = FC * D * P * 8760h/año = FC * P * 8000h/año \quad \text{Ec 6.1.}$$

$$E_g = 0,94 * 160 \times 10^3 kW * 8000h/año$$

$$E_g = 1.203,2 \times 10^6 kWh$$

Una vez calculada la energía generada, se determinarán los costos asociados al ciclo combinado, como a continuación se señalan:

❖ Costo del Capital

De acuerdo con este ciclo combinado, la instalación y adaptación del generador de vapor de calor residual y la turbina de vapor se considerará en un costo actual de $46,2 \times 10^9$ Bs (61.600.000 \$), según la publicación Gas Turbine World 2000-2001 Handbook, mientras que para el sistema de condensación se estima un costo actual de 8250 Bs/kW (11 \$/kW), mencionado en los criterios económicos, que al ser multiplicado por los kW a instalar se tendrá un costo de $1,32 \times 10^9$ Bs ($1,76 \times 10^6$ \$). Estos costos representan en la ecuación 2.55. (Pág 46) los costos de las obras civiles y electromecánicas, mientras que los costos residuales y de ampliaciones serán considerados igual a cero, quedando el capital como:

$$C = Inv_{inicial.cc} + Inv_{inicial.sc}$$

$$C = 46,2 \times 10^9 Bs + 1,32 \times 10^9 Bs$$

$$C = 47,52 \times 10^9 Bs (63.360.000\$)$$

❖ Costo por Depreciación

De acuerdo con la ecuación 2.57 (Pág. 46) el cálculo de la depreciación, para el tiempo de vida de la turbina a gas (25 años), será:

$$C_{Deprec} = \frac{C}{V}$$

$$C_{Deprec} = \frac{47,52 \times 10^9 Bs}{25}$$

$$C_{Deprec} = 1.900,8 \times 10^6 Bs (2.534.400\$)$$

❖ Costo Fijo Anual

Los costos fijos anuales vienen dados por la ecuación 2.61:

$$CFA = C * F_{cap.anual} + C_{Deprec}$$

$$CFA = 47,52 \times 10^9 Bs * 0.12 + 1.900,8 \times 10^6 Bs$$

$$CFA = 7.603,2 \times 10^6 Bs (10.137.600\$)$$

❖ Costo de Combustible

Este se determina con el combustible consumido por cada una de las turbinas MS-5001 que

pertencen al ciclo combinado. La unidad MS-5001 posee un consumo específico de combustible entre

$$0,42 \text{ l/kWh} < \text{c.e.c.} < 0,46 \text{ l/kWh}$$

Para las unidades rehabilitadas se supondrá un valor de 0,42 l/kWh valor sugerido por C.A.D.A.F.E. De acuerdo con el consumo específico de combustible y la energía generada, se puede calcular el consumo en litros anuales de cada unidad.

El consumo de combustible por unidad MS-5001P será:

$$Cons_{Comb} = \text{c.e.c.} * E_g \quad \text{Ec } 6.2.$$

donde:

$Cons_{Comb}$... Consumo de Combustible por unidad MS-5001P (l/año)

c.e.c.... Consumo específico de combustible (l/kWh)

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación se tiene:

$$Cons_{Comb} = 0,42 \text{ l/kWh} * 18 \times 10^3 \text{ kW} * 8000 \text{ h / año}$$

$$Cons_{Comb} = 60.480 \times 10^3 \text{ l / año}$$

Para las cinco unidades MS-5001P de Planta Vieja se obtendrá multiplicando el valor anterior por 5:

$$Cons_{Comb} = 60.480 \times 10^3 \text{ l / año} * 5$$

$$Cons_{Comb} = 302,4 \times 10^6 \text{ l / año}$$

Consecuentemente, se tendrá un costo anual de combustible:

$$C_{Comb} = Cons_{Comb} * 57,86 \text{ Bs / l}$$

$$C_{Comb} = 302,4 \times 10^6 \text{ l} * 57,86 \text{ Bs / l}$$

$$C_{Comb} = 17.496.864 \times 10^3 \text{ Bs} (23.329.152\$)$$

❖ Costo de Peaje del combustible

Si cada gandola transportadora de combustible a Planta Táchira tiene una capacidad

volumétrica de 35×10^3 l y cada una de esta representa un costo de 62.000Bs por peaje, se calcula el número de gandalas diarias y el costo del peaje que estas producirían:

$$N^{\circ}_{Gandalas} = \frac{Cons_{CombDia}}{35 \times 10^3 l / Gan} \quad \text{Ec 6.3.}$$

$$N^{\circ}_{Gandalas} = \frac{302,4 \times 10^6 l / \text{año}}{333,33 d / \text{año} * 35 \times 10^3 l / Gan}$$

$$N^{\circ}_{Gandalas} = 25,92 Gan / d \approx 26 Gan / d$$

$$C_{Peaje} = 62.000Bs * 333,33 d * 26 Gan / d$$

$$C_{Peaje} = 537.327.960Bs (716.437,28\$)$$

❖ Costo por Operación y Mantenimiento

Asumiéndose 6,89 Bs/kW ($6,52 \times 10^{-3}$ \$/kWh) de costo de mantenimiento y operación, explicado en los criterios, y para una torre de enfriamiento estos costos son de 0,006525 Bs/kWh ($0,0087 \times 10^{-3}$ \$/kWh), se tiene que para el ciclo combinado de 160MW con $1.203,2 \cdot 10^6$ kWh generado, el costo por operación y mantenimiento es igual:

$$C_{Opoer,Mant} = 1.203,2 \times 10^6 kWh * (4,89Bs / kWh + 6,525 \times 10^{-3} Bs / kWh)$$

$$C_{Opoer,Mant} = 5.891.498.880Bs (7.855.331,84\$)$$

❖ Costo Variable Anual

Finalmente el costo variable anual, ecuación 2.62, será:

$$CVA = C_{Comb} + C_{Peaje} + C_{Oper,Mant}$$

$$CVA = 17.496.864 \times 10^3 Bs + 537.327.960Bs + 5.891.498.880Bs$$

$$CVA = 23.925.690.840Bs (31.900.921,12\$)$$

❖ Costo Total Anual

El costo total anual se obtiene de la ecuación 2.60:

$$CTA = CFA + CVA$$

$$CTA = 7.603,2 \times 10^6 Bs + 23.925.690.840Bs$$

$$CTA = 31.528.890.840Bs (42.038.521,12\$)$$

El costo específico de energía generada, según C.A.D.A.F.E., deberá ser considerado con una pérdida de 0,5% de transformación y un 1% de consumo, según lo explicado en los criterios económicos que será:

$$Pérd. = 1 - 0,01 - 0,005 = 0,985$$

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g * Pérd.}$$

$$ceeg = \frac{31.528.890.840Bs}{1.203,2 \times 10^6 kWh * 0,985}$$

$$ceeg = 26,6Bs / kWh (35,47\$ / MWh)$$

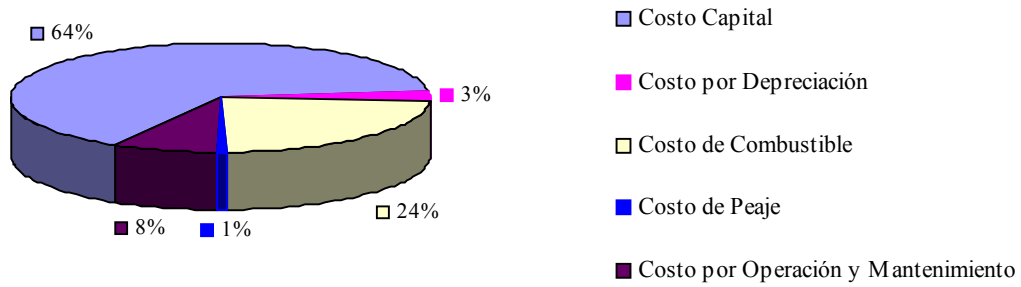
A continuación se muestra la tabla 6.10, que resume los cálculos vistos anteriormente, con la finalidad de localizar fácilmente los valores determinados con anterioridad, y el gráfico 6.1. que representa el porcentaje de los costos totales anuales de la alternativa:

Energía Generada	1.203,2x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	47,52x10 ⁹ Bs	63.360.000\$
Costo por Depreciación	1.900,8x10 ⁶ Bs	2.534.400\$
Costo Fijo Anual	7.603,2x10 ⁶ Bs	10.137.600\$
Costo de Combustible	17.496.864x10 ³ Bs	23.329.152\$
Costo de Peaje	537.327.960Bs	716.437,28\$
Costo por Operación y Mantenimiento	5.891.498.880Bs	7.855.331,84\$
Costo Variable Anual	23.925.690.840Bs	31.900.921,12\$
Costo Total Anual	31.528.890.840Bs	42.038.521,12\$
Costo Específico de Energía Generada	26,6Bs/kWh	35,47\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 70 MW, sin combustible adicional.

Tabla. 6.10.

COSTO TOTAL ANUAL. 70MW. PLANTA VIEJA TÁCHIRA



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 5 MS-5001P y 1 TV de 70MW
Grafico 6.1.

❖ Rendimiento del Ciclo

Para determinar el consumo específico de calor (CEC) y rendimiento (η) del ciclo se utilizan las ecuaciones 6.4 y 6.5:

$$CEC = \frac{Cons_{Comb} * \rho * Ec}{E_g} \tag{Ec 6.4.}$$

$$\eta = \frac{3600 \frac{kJ}{kWh}}{HR} \tag{Ec 6.5.}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$CEC = \frac{302,4 \times 10^6 l * 0,84881 \frac{kg}{l} * 44.194 \frac{kJ}{kg}}{1.203,2 \times 10^6 kWh}$$

$$CEC = 9.427,96 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = \frac{3600 \frac{kJ}{kWh}}{9.427,96 \frac{kJ}{kWh}}$$

$$\eta = 0,3818$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 38,18%

♦ **Ciclo combinado de 3 unidades MS-5001, 1 unidad MS-7001 y una turbina a vapor de 70 MW. Ampliación Planta Táchira.**

Para el segundo ciclo combinado, planteado con tres (3) turbinas a gas MS-5000, una (1) turbina a gas MS-7001 y una turbina a vapor de 70 MW, es decir, 182 MW de capacidad, se calculará el costo específico de energía generada tomando en cuenta las consideraciones dadas en el caso anterior. Utilizando la Ec 6.1 se determina la energía generada como:

$$E_g = FC * D * P * 8760h / año = FC * P * 8000h / año$$

$$E_g = 0,94 * 182.10^3 kW * 8000h / año$$

$$E_g = 1.368,64 \times 10^6 kWh$$

❖ **Costo del Capital**

Este costo varía, respecto al caso anterior, solo en lo que respecta al sistema de condensación debido a la potencia del ciclo. El costo será de $1.501,5 \times 10^6$ Bs (2.002×10^3 \$), según la publicación Gas Turbine World 2000-2001 Handbook, quedando el capital como:

$$C = 46,2 \times 10^9 Bs + 1501,5 \times 10^6 Bs$$

$$C = 47.701,5 \times 10^6 Bs (63.602 \times 10^3 \$)$$

❖ **Costo por Depreciación**

De acuerdo con la ecuación 2.58. (Pág. 47), el cálculo de la depreciación, para el tiempo de vida de las turbinas de gas es de 25 años, será:

$$C_{Deprec} = \frac{47.701,5 \times 10^6 Bs}{25}$$

$$C_{Deprec} = 1.908,06 \times 10^6 Bs (2.544.080 \$)$$

❖ **Costo Fijo Anual**

Utilizando la ecuación 2.61. (Pág 47) se obtendrá:

$$CFA = 47.701,5 \times 10^6 Bs * 0,12 + 1.908,06 \times 10^6 Bs$$

$$CFA = 7.632.240.000 Bs (10.176.320 \$)$$

❖ Costo de Combustible

El costo del combustible por litro consumido se mantiene constante, mientras que el consumo específico de calor para la unidad MS-7001E se encuentra en el rango de

$$0,38 \text{ l/kWh} \leq \text{c.e.c.} \leq 0,42 \text{ l/kWh}$$

aproximando un valor de 0,38 l/kWh, se adquiere el consumo de combustible de esta unidad

$$Cons_{Comb,MS-7001E} = 0,38 \text{ l/kWh} * 58 \times 10^3 \text{ kW} * 8000 \text{ h/año}$$

$$Cons_{Comb,MS-7001E} = 176,32 \times 10^6 \text{ l/año}$$

considerando el combustible obtenido para cada unidad MS-5001P ($60.480 \times 10^3 \text{ l/año}$), se obtiene el consumo de combustible total de Ampliación Planta Táchira

$$Cons_{Comb} = Cons_{Comb,MS-5001P} * 3 + Cons_{Comb,MS-7001E} \quad \text{Ec 6.6.}$$

$$Cons_{Comb} = 60.480 \times 10^3 \text{ l/año} * 3 + 174,32 \times 10^6 \text{ l/año}$$

$$Cons_{Comb} = 357,76 \times 10^6 \text{ l/año}$$

Consecuentemente, se tendrá un costo anual de combustible:

$$C_{Comb} = Cons_{Comb} * 57,86 \text{ Bs/l}$$

$$C_{Comb} = 357,76 \times 10^6 \text{ l/año} * 57,86 \text{ Bs/l}$$

$$C_{Comb} = 20.699.993.600 \text{ Bs} (27.599.991,47 \$)$$

❖ Costo del Peaje del combustible

De acuerdo con la capacidad volumétrica de combustible por gandola, se calcula el número de gandas necesarias con la ecuación 6.3.

$$N^{\circ}_{Gan} = \frac{Cons_{Comb}}{35 \times 10^3 \text{ l/Gan}}$$

$$N^{\circ}_{Gan} = \frac{357,76 \times 10^6 \text{ l/año}}{333,33 \text{ d/año} * 35 \times 10^3 \text{ l/Gan}}$$

$$N^{\circ}_{Gan} = 30,66 \text{ Gan/d} \approx 31 \text{ Gand/d}$$

El costo del peaje queda:

$$C_{Peaje} = 62.000Bs * 333,33d * 31Gan$$

$$C_{Peaje} = 640.660.260Bs(854.213,68\$)$$

❖ Costo por Operación y Mantenimiento

De acuerdo con lo asumido en el ciclo combinado anterior, se presentan los costos de operación y mantenimiento para este ciclo según los MW de este:

$$C_{Opoer,Mant} = 1.368,64 \times 10^6 kWh * (4,89Bs / kWh + 6,525 \times 10^{-3} Bs / kWh)$$

$$C_{Opoer,Mant} = 6.701.579.976Bs(8.935.439,96\$)$$

❖ Costo Variable Anual

La sumatoria de los elementos considerados es el costo variable anual, Ec 2.62 (Pág 48):

$$CVA = 20.699.993.600Bs + 640.660.260Bs + 6.701.579.976Bs$$

$$CVA = 28.042.233.836Bs(37.389.645,11\$)$$

❖ Costo Total Anual

El costo total anual se obtiene de la ecuación 2.60. (Pág 47):

$$CTA = 7.632.240.000Bs + 28.042.233.836Bs$$

$$CTA = 35.674.473.836Bs(47.565.965,11\$)$$

El costo específico de energía generada, considerándose las pérdidas de transformación y consumo interno, será calculado a partir de la ecuación 2.59. (Pág 47):

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g * Pérd}$$

$$ceeg = \frac{35.674.473.836Bs}{1.368.640.000kWh * 0,985}$$

$$ceeg = 26,46Bs / kWh(35,28\$ / MWh)$$

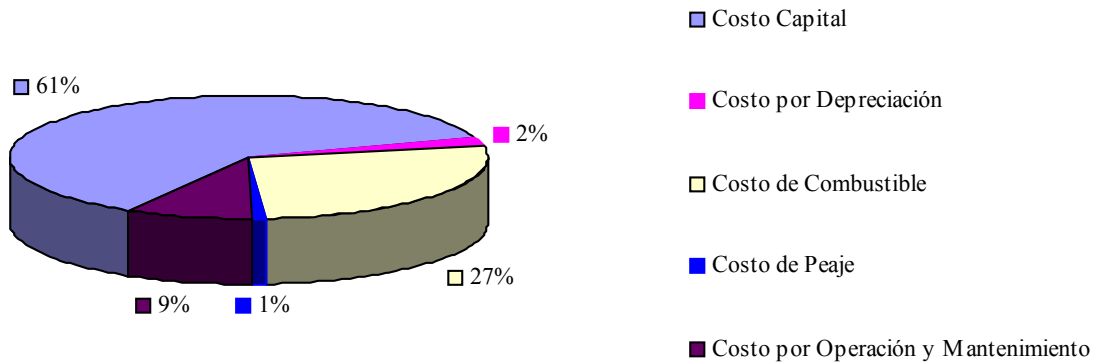
La tabla 6.11. resume los cálculos vistos anteriormente y se muestra a continuación junto con el gráfico 6.2.:

Energía Generada	1.368,64x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	47.701,5x10 ⁶ Bs	63.602.000\$
Costo por Depreciación	1.900,06x10 ⁶ Bs	2.544.080\$
Costo Fijo Anual	7.632.240.000Bs	10.176.320\$
Costo de Combustible	20.699.993.600Bs	27.599.991,47\$
Costo de Peaje	640.660.260Bs	854.213,68\$
Costo por Operación y Mantenimiento	6.701.579.976Bs	8.935.439,968\$
Costo Variable Anual	28.042.233.836Bs	37.389.645,11\$
Costo Total Anual	35.674.473.836Bs	47.565.965,11\$
Costo Específico de Energía Generada	26,46Bs/kWh	35,28\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 70 MW, sin combustible adicional.

Tabla. 6.11.

COSTO TOTAL ANUAL. 70 MW. AMPLIACIÓN PLANTA TÁCHIRA



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado utilizando 3 MS-5001P, 1 MS-7001E y 1 TV de 70 MW

Gráfico 6.2.

❖ Rendimiento del Ciclo

Para determinar el rendimiento del ciclo se utilizan las ecuaciones 6.4. y 6.5., donde sustituyendo los valores se obtiene:

$$CEC = \frac{357,76 \times 10^6 \text{ l} * 0,84881 \frac{\text{kg}}{\text{l}} * 44.194 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1.368,64 \times 10^6 \text{ kWh}}$$

$$CEC = 9.805,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}$$

$$\eta = \frac{3600 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}}{9.805,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}}$$

$$\eta = 0,3671$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 36,71%

B UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON COMBUSTIBLE ADICIONAL

Al igual que la configuración anterior, se establecerán ciclos combinados con generadores de vapor de calor residual determinándose la cantidad de flujo másico de combustible que se deberá suministrar para alcanzar la energía necesaria para la turbina a vapor a seleccionar.

B.1 SISTEMA DE GENERACIÓN

De acuerdo con los valores establecidos en las suposiciones se puede obtener las entalpías del vapor en los puntos B y C, de acuerdo con la figura 2.5. (capítulo 2, Pág 28)).

$$h_B = 218,03 \text{ kJ/kg} \quad h_C = 3435,11 \text{ kJ/kg}$$

En la salida de la turbina a vapor se debe tener un valor de temperatura de saturación igual al ciclo combinado anterior, $T_D = 50^\circ\text{C}/122^\circ\text{F}$, figura 2.5., y considerando el ciclo de vapor isoentrópico, la entropía de vapor en C debe ser igual que en D, $s_C = s_D = 6,77007 \text{ kJ/kgK}$. Así se puede obtener el valor de la calidad de la mezcla líquido-vapor y luego obtener el valor de la entalpía de D.

$$x = 1 - \frac{s_g - s}{s_{fg}}$$

$$x = 1 - \frac{8,0762 \frac{kJ}{kgK} - 6,77007 \frac{kJ}{kgK}}{7,3725 \frac{kJ}{kgK}}$$

$$x = 0,8228$$

$$x = 1 - \frac{h_g - h_D}{h_{fg}}$$

$$h_D = h_g - (1 - x)h_{fg} = 2592,1kJ/kg - (1 - 0,8228) * 2382,7kJ/kg$$

$$h_D = 2169,89kJ/kg$$

El trabajo de la turbina a vapor queda, según la Ec 2.24 (Pág 17).

$$W_T = h_C - h_D = 3435,11kJ/kg - 2169,89kJ/kg$$

$$W_T = 1265,22kJ/kg \text{ (543,95Btu/Lb)}$$

Para la turbina de 110 Mw el flujo de vapor necesario para el funcionamiento de la misma será:

$$\dot{m}_{VTV} = \frac{110MW}{1265,22kJ/kg} = 86,94kg/s (312.984kg/h)$$

◆ Planta Vieja Táchira

Combinando las cinco turbinas a gas MS-5001P con una turbina a vapor de 110 MW, se calcula el flujo másico de combustible, según la primera ley de la termodinámica, utilizando el flujo másico de vapor, calculado anteriormente, junto con el valor de 1.971.443 kg/h para las cinco turbinas MS-50001P, aplicando la Ec 4.1 (Pág 93) se tendrá.

$$\dot{m}_{Combustible} = \frac{\dot{m}_{VTV} * (h_c - h_b) + \dot{m}_g * Cp * (T_5 - T_4)}{Ec}$$

$$\dot{m}_{Combustible} = \frac{312.984 \frac{kg}{h} * (3435,11 \frac{kJ}{kg} - 218,03 \frac{kJ}{kg}) + 1.971.443 \frac{kg}{h} * 1,0035 \frac{kJ}{kgK} * (455,37K - 792,65K)}{44.194 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{Combustible} = 7685,18 kg / h$$

Este flujo al ser distribuido en cada uno de los GVCR acoplados a la turbina de gas es:

$$MS - 5001(c/u) \Rightarrow \dot{m}_{Combustible} = 1537,03 kg / h$$

◆ Ampliación Planta Táchira

Combinando tres turbinas a gas MS-5001P y una MS-7001E con una turbina a vapor de 110 MW, se calcula el flujo másico de combustible, según la primera ley de la termodinámica y modificando la Ec 4.1., utilizando el flujo másico de vapor, que requiere la turbina a vapor (312.984 kg/h), junto con el valor de 1.182.865,83 kg/h para las tres turbinas MS-5001P y 969.151 kg/h para la MS-7001E.

$$\dot{m}_{Combustible} = \frac{\dot{m}_{VT} * (h_c - h_b) + (\dot{m}_{g5001} + \dot{m}_{g7001}) * C_p * (T_5 - T_4)}{Ec}$$

$$\dot{m}_{Combustible} = \frac{312.984 \frac{kg}{h} * (3435,11 \frac{kJ}{kg} - 218,03 \frac{kJ}{kg}) + (1.182.865,83 \frac{kg}{h} + 969.151,21 \frac{kg}{h}) * 1,0035 \frac{kJ}{kgK} * (455,37K - 792,65K)}{44.194 \frac{kJ}{kg}}$$

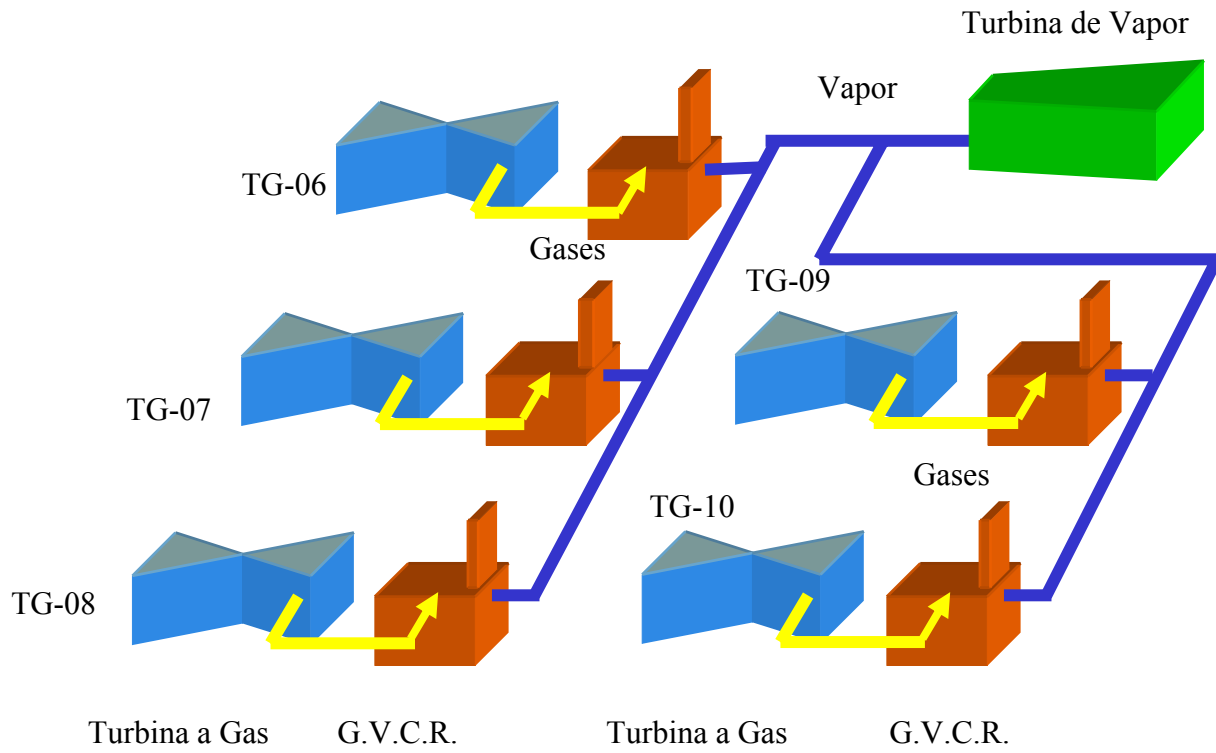
$$\dot{m}_{Combustible} = 6302,25 kg / h$$

distribuido en cada uno de los GVCR acoplados a la turbina a gas de acuerdo con el porcentaje de gases proporcionado por cada una de las mismas:

$$MS - 7001 \Rightarrow \dot{m}_{Combustible} = 2.838,19 kg / h$$

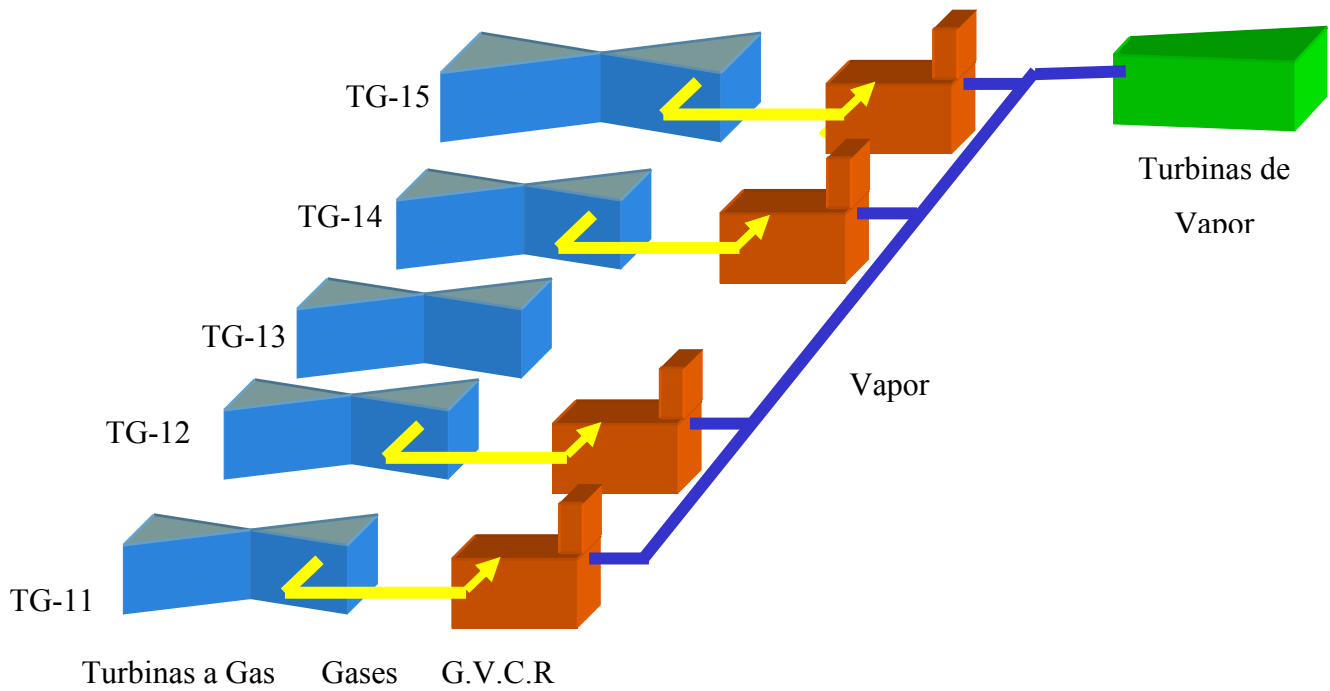
$$MS - 5001(c/u) \Rightarrow \dot{m}_{Combustible} = 1.154,68 kg / h$$

En las figuras 6.20 y 6.21 se representa la distribución de estos ciclos combinados:



Planta Vieja Táchira. Ciclo Combinado: 5xTG(MS-5001P) y 1xTV(110MW)

Figura 6.20.



Ampliación Táchira. Ciclo Combinado: 3xTG(MS-5001P), 1xTG(MS-7001E) y 1xTV(110MW).

Figura 6.21.

B.2. COSTO ESPECÍFICO DE ENERGÍA GENERADA.

Para el cálculo de los costos asociados a estas configuraciones se tomara en cuenta las consideraciones descritas, siguiendo la misma metodología que en el caso anterior.

♦ Ciclo combinado de 5 unidades MS-5001 y una turbina a vapor de 110 MW. Planta Vieja Táchira.

Para el ciclo combinado establecido con cinco (5) turbinas a gas MS-5001 y una turbina a vapor de 110 MW, es decir 200 MW de capacidad. Se calculará el costo específico de la energía generada de manera semejante al cálculo de los ciclos combinados anteriores, según la ecuación 2.59. (Pág. 47), a diferencia del combustible adicional del ciclo.

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g}$$

la energía generada, para una potencia de 200 MW, será según la Ec 6.1. (Pág. 179):

$$E_g = 0,94 * 200 * 10^3 kW * 8000h / año$$

$$E_g = 1.504 * 10^6 kWh$$

❖ Costo Del Capital

Para una turbina a vapor de 110MW se necesitará una inversión de $57.727,5 \times 10^6$ Bs (76.970.000\$), según la publicación Gas Turbine World 2000-2001 Handbook, adicionalmente se debe tomar en cuenta el sistema de condensación, 8250 Bs/kW (11 \$/kW), este calculo se realiza análogamente al ciclo combinado anterior.

$$C = 57.727,5 \times 10^6 Bs + 8.250 Bs / kW * 200 \times 10^3 kW$$

$$C = 59.377,5 \times 10^6 Bs (79.170 \times 10^3 \$)$$

❖ Costo por Depreciación

Se calculara a través de la Ec 2.58. (Pág. 47):

$$C_{Deprec} = \frac{59.377,5 \times 10^6 Bs}{25}$$

$$C_{Deprec} = 2.375,1 \times 10^6 Bs (3.166,8 \times 10^3 \$)$$

❖ Costo Fijo Anual

Los costos fijos anuales viene dados por la Ec 2.61., como en el caso anterior, por:

$$CFA = 59.377.5 \times 10^6 \text{ Bs} * 0,12 + 2.375,1 \times 10^6 \text{ Bs}$$

$$CFA = 9.500,4 \times 10^6 \text{ Bs} (12.667.200\$)$$

❖ Costo de Combustible

De la primera configuración se tiene que cinco turbinas a gas consumen un volumen de combustible igual:

$$\text{Consumo anual} = 302,4 \times 10^6 \text{ l/año}$$

Equivalente a $17.496.864 \times 10^3 \text{ Bs}$ (23.329.152\$). Como este ciclo requiere de combustible adicional, ya calculado, se obtendrá el costo de este combustible y sumándose al ya consumido por las turbinas se obtendrá el costo del combustible total consumido en este ciclo combinado.

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 7.685,18 \text{ kg/h}$$

El volumen de combustible será:

$$Cons_{\text{Comb}} = \frac{\dot{m}_{\text{combustible}}}{\gamma_{\text{comb}}} * 8000 \text{ h/año} \quad \text{Ec. 6.7.}$$

donde $\gamma_{\text{comb}} = 0,84881 \text{ kg/l}$, es el peso específico del combustible

$$Cons_{\text{Comb}} = \frac{7.685,18 \text{ kg/h}}{0,84881 \text{ kg/l}} * 8000 \text{ h/año}$$

$$Cons_{\text{Comb}} = 72.432.511,39 \text{ l}$$

Este volumen representa el combustible consumido anualmente por los GVCR

$$C_{\text{Comb,GVCR}} = Cons_{\text{Comb}} * 57,86 \frac{\text{Bs}}{\text{l}}$$

$$C_{\text{Comb,GVCR}} = 72.432.511,39 \text{ l} * 57,8 \text{ Bs/l}$$

$$C_{\text{Comb,GVCR}} = 4.190.945.109,03 \text{ Bs} (5.587.926,81\$)$$

$$C_{comb} = C_{Comb,GVCR} + C_{comb,TG}$$

$$C_{comb} = 4.190.945.109,3Bs + 17.496.864x10^3 Bs$$

Ec. 6.8.

$$C_{comb} = 21.687.809.109,3Bs(28.917.078,81\$)$$

❖ Costo del Peaje del combustible

Como este ciclo necesita de combustible adicional se calculará la cantidad de gandolas necesarias para transportar dicho combustible adicional, a partir de le Ec 6.3 (Pág 172).

$$N^{\circ}_{GanAdic} = \frac{Cons_{Comb}}{333,33d / año * 35x10^3 l / Gan}$$

$$N^{\circ}_{GanAdic} = \frac{72.432.511,39l / año}{333,33d / año * 35x10^3 l / Gan}$$

$$N^{\circ}_{GanAdic} = 6,2Gan / d \approx 7Gan / d$$

Por tanto, se requiere de 7 gandolas suplementarias. Para este caso se calculará el costo del transporte del combustible adicional, y sumado con el transporte del combustible establecido para el funcionamiento de las turbinas (que es de 537.327.960 Bs o 716.437,28 \$, calculado en la primera configuración), se obtiene el costo final por peaje de combustible.

$$C_{Peaje} = 62.000Bs * 333,33d * 7Gan + 537.327.960 Bs$$

$$C_{Peaje} = 681.993.180Bs(909.324,24\$)$$

❖ Costo por Operación y Mantenimiento

Para 200 MW los costos de operación y mantenimiento del ciclo combinado serán de 4,89 Bs/kWh ($6,52x10^{-3}$ \$/kWh), mientras que para la torre de enfriamiento quedará en $6,525x10^{-3}$ Bs/kWh ($8,7x10^{-6}$ \$/kWh), estos costos en base a loa criterios económicos y al cálculo realizado para la primera configuración de ciclos combinados:

$$C_{Opoer,Mant} = 1.504 * 10^6 kWh * (4,89Bs / kWh + 6,525x10^{-3} Bs / kWh)$$

$$C_{Opoer,Mant} = 7.364.373.600Bs(9.819.164,8\$)$$

❖ Costo Variable Anual

Finalmente de la Ec 2.62 (Pág 48) el costo variable anual será:

$$CVA = 21.687.809.109,3Bs + 681.993.180Bs + 7.364.373.600Bs$$

$$CVA = 29.734.175.889,3Bs(39.645.567,85\$)$$

❖ Costo Total Anual

El costo total anual se obtiene de la sumatoria dada en la Ec 2.60.:

$$CTA = 9.500,4x10^6 Bs + 29.734.175.889,3Bs$$

$$CTA = 39.234.575.889,3Bs(52.312.767,85\$)$$

El costo específico de energía generada será:

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g * Pérd.}$$

$$ceeg = \frac{39.234.575.889,3Bs}{1.504x10^6 kWh * 0,985}$$

$$ceeg = 26,48Bs / kWh(35,31\$ / MWh)$$

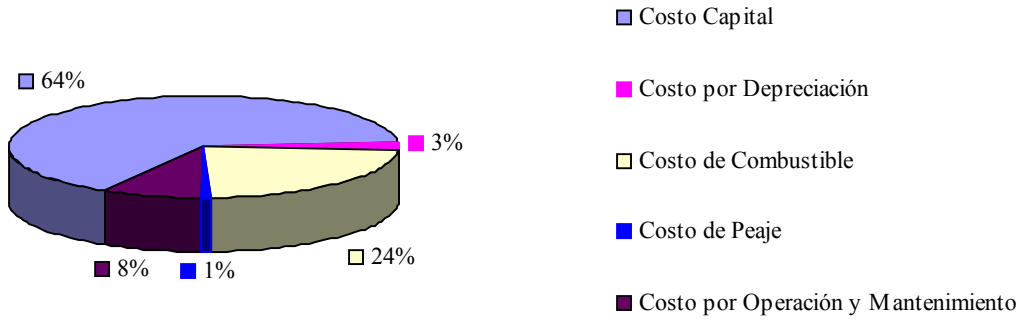
A continuación se muestra una tabla que resume los cálculos vistos anteriormente y el gráfico 6.3 que señala el porcentaje de correspondiente a cada costo con respecto a los costos totales:

Energía Generada	1,504x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.377,5x10 ⁶ Bs	79.170.000\$
Costo por Depreciación	2.375,1x10 ⁶ Bs	3.166.800\$
Costo Fijo Anual	9.500.400.000Bs	12.667.200\$
Costo de Combustible	21.687.809.109,3Bs	28.917.078,81\$
Costo de Peaje	681.993.180Bs	909.324,24\$
Costo por Operación y Mantenimiento	7.364.373.600Bs	9.819.164,8\$
Costo Variable Anual	29.734.175.889,3Bs	39.645.567,85\$
Costo Total Anual	39.234.575.889,3Bs	52.312.767,85\$
Costo Específico de Energía Generada	26,48Bs/kWh	35,31\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110 MW, con combustible adicional

Tabla. 6.12.

COSTO TOTAL ANUAL. 110MW. PLANTA VIEJA TÁCHIRA



Costos Totales anuales para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110 MW, con combustible adicional

Grafico. 6.3.

❖ Rendimiento del Ciclo

El rendimiento se calcula análogo al procedimiento de los casos anteriores, utilizando las ecuaciones 6.4 y 6.5 (Pág 184) y los valores pertinentes:

$$CEC = \frac{(72.432.511,39l + 302,4 \times 10^6 l) * 0,84881 \frac{kg}{l} * 44.194 \frac{kJ}{kg}}{1.504 \times 10^6 kWh}$$

$$CEC = 9.349,05 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = \frac{3600 \frac{kJ}{kWh}}{9.349,05 \frac{kJ}{kWh}}$$

$$\eta = 0,385$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 38,5%

◆ **Ciclo combinado de 3 unidades MS-5001, 1 unidad MS-7001 y una turbina a vapor de 110 MW. Ampliación Planta Táchira.**

El planteamiento con tres (3) turbinas a gas MS-5001, una (1) turbina a gas MS-7001 y una turbina a vapor de 110 MW, es decir, 222 MW de capacidad, dará un costo específico de energía mostrado a continuación:

$$E_g = FC * D * P * 8760h / año = FC * P * 8000h / año$$

$$E_g = 0,94 * 222 \cdot 10^3 kW * 8000h / año$$

$$E_g = 1.669.440.000 kWh$$

❖ Costo del Capital

Se necesitará una inversión igual al del ciclo anterior, $57.727,5 \times 10^6$ Bs (76.970.000\$), adicionalmente se debe tomar en cuenta el sistema de condensación, 8250 Bs/kW (11 \$/kW):

$$C = 57.727,5 \times 10^6 Bs + 8.250 Bs / kW * 222 \times 10^3 kW$$

$$C = 59.559 \times 10^6 Bs (79.412.000\$)$$

❖ Costo por Depreciación

Utilizando la ecuación 2.58 (Pág. 47):

$$C_{Deprec} = \frac{59.559 \times 10^6 Bs}{25}$$

$$C_{Deprec} = 2.382.360.000 Bs (3.176.480\$)$$

❖ Costo Fijo Anual

El costo fijo anual viene dado a través de la Ec 2.61. (Pág 47):

$$CFA = 59.559 \times 10^6 Bs * 0,12 + 2.382.360.000 Bs$$

$$CFA = 9.529.440.000 Bs (12.705.920\$)$$

❖ Costo de Combustible

De acuerdo al flujo másico del combustible adicional obtenido para esta configuración de ciclo combinado se obtiene el combustible total a partir de la Ec 6.7. (Pág 194):

$$\dot{m}_{combustible} = 6.302,25 kg / h$$

$$Cons_{comb} = \frac{\dot{m}_{combustible}}{\gamma_{comb}} * 8000h / año$$

$$Cons_{comb} = \frac{6.302,25 kg / h}{0,84881 kg / l} * 8000h / año$$

$$Cons_{comb} = 59.398.451,95l$$

Siendo este el volumen de combustible consumido en el año por los GVCR

$$C_{Comb,GVCR} = Cons_{comb} * 57,86Bs / l$$

$$C_{Comb,GVCR} = 59.398.451,95l * 57,86Bs / l$$

$$C_{Comb,GVCR} = 3.436.794.429,85Bs(4.582.392,57\$)$$

Al sumarlo con el costo del combustible que consumen las turbinas a gas, se obtiene:

$$C_{comb} = C_{Comb,GVCR} + C_{combTG} = 3.436.794.429,85Bs + 20.699.993.600Bs$$

$$C_{comb} = 24.136.788.029,8Bs(32.182.384,03\$)$$

❖ Costo del peaje del combustible

Calculando las gandolas necesarias para el consumo de combustible adicional tenemos:

$$N^{\circ}_{GanAdic} = \frac{59.398.451,95l / año}{333,33d / año * 35x10^3 l / Gan}$$

$$N^{\circ}_{GanAdic} = 5,09Gan / d \approx 6Gan / d$$

Según el volumen adicional se necesitaran 6 gandolas de transporte adicionales a las treinta y tres (31) ya consideradas (que representan 640.660.260 Bs)

$$C_{Peaje} = 640.660.260.Bs + (62.000Bs * 333,33d * 6Gan)$$

$$C_{Peaje} = 764.659.020Bs(1.019.545,36\$)$$

❖ Costo por Operación y Mantenimiento

Para este caso, 222 MW de capacidad, el costo de operación y mantenimiento del ciclo combinado y el sistema de condensación se calcula de forma análoga a los ciclos anteriores, quedando este como:

$$C_{Opoer,Mant} = 1.669.440.000kWh * (4,89Bs / kWh + 6,525x10^{-3} Bs / kWh)$$

$$C_{Opoer,Mant} = 8.174.454.696Bs(10.899.272,9\$)$$

❖ Costo Variable Anual

La sumatoria de al Ec 2.62. (Pág 48) proporciona el valor del costo variable anual:

$$CVA = 24.136.788.029,8Bs + 764.659.020Bs + 8.174.454.696Bs$$

$$CVA = 33.075.901.745,8Bs(44.101.202,32\$)$$

❖ Costo Total Anual

El costo total anual se obtiene por la Ec 2.60. (Pág. 47) como:

$$CTA = 9.529.440.000Bs + 33.075.901.745,8Bs$$

$$CTA = 42.605.341.745,8Bs(56.807.122,32\$)$$

El costo específico de energía generada será:

$$ceeg = \frac{CTA}{E_g * Pérd.}$$

$$ceeg = \frac{42.553.383.689,8Bs}{1.669.440.000kWh * 0,985}$$

$$ceeg = 25,87Bs / kWh(34,5\$MWh)$$

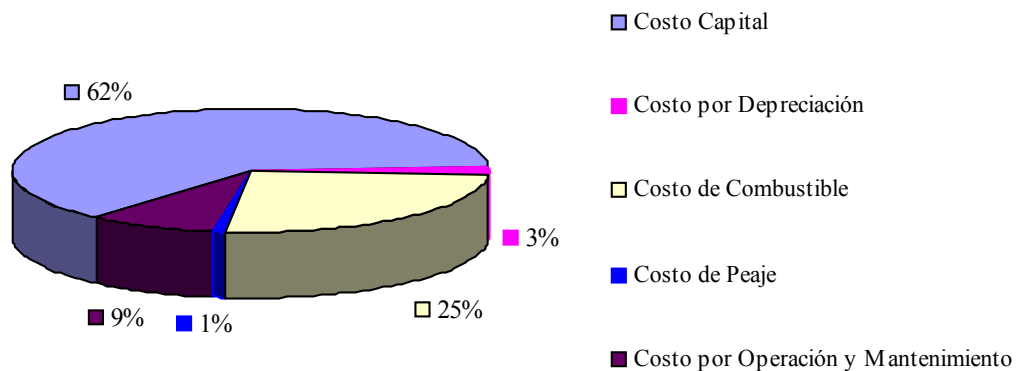
La tabla 6.13. resume los cálculos vistos anteriormente, al igual que el gráfico 6.4. mostrados a continuación:

Energía Generada	1.669,44x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.559x10 ⁶ Bs	79.412.000\$
Costo por Depreciación	2.382,36x10 ⁶ Bs	3.176.480\$
Costo Fijo Anual	9.529.440.000Bs	12.705.920\$
Costo de Combustible	24.136.788.029,8Bs	32.182.384,03\$
Costo de Peaje	764.659.020Bs	1.019.545,36\$
Costo por Operación y Mantenimiento	8.174.454.696Bs	10.899.272,928\$
Costo Variable Anual	33.075.901.745,8Bs	44.101.202,32\$
Costo Total Anual	42.605.341.745,8Bs	56.807.122,32\$
Costo Específico de Energía Generada	25,9Bs/kWh	34,5\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 y 1 TV de 110 MW, con combustible adicional.

Tabla. 6.13.

COSTO TOTAL ANUAL. 110 MW. AMPLIACIÓN PLANTA TÁCHIRA



Costos Totales anuales para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 MS-7001E y 1 TV de 110 MW, con combustible adicional

Gráfico. 6.4.

❖ Rendimiento del Ciclo

El rendimiento se calcula análogo al procedimiento de los casos anteriores, utilizando las ecuaciones 6.4. y 6.5. (Pág. 184):

$$CEC = \frac{(59.398.451,95l + 357,76 \times 10^6 l) * 0,84881 \frac{kg}{l} * 44.194 \frac{kJ}{kg}}{1.669.440.000 kWh}$$

$$CEC = 9.373,54 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = \frac{3600 \frac{kJ}{kWh}}{9.373,54 \frac{kJ}{kWh}}$$

$$\eta = 0,384$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 38,4%

6.4.1.2. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON UNA TURBINA A VAPOR DE DOBLE PRESIÓN.

A continuación se muestran los cálculos que permitirán determinar el valor del ceeg, considerando la utilización de las turbinas a gas existentes y una turbina a vapor de doble presión con y sin recalentamiento utilizando combustible adicional, para ambos sectores de producción Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira.

A. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON COMBUSTIBLE ADICIONAL Y TURBINAS A VAPOR DE DOBLE PRESIÓN SIN RECALENTAMIENTO.

Al igual que para el caso de turbinas de simple presión, se determinará el flujo másico de combustible que necesita este ciclo en los GVCR para su funcionamiento, tanto para Planta Vieja Táchira como para Ampliación Planta Táchira; luego se procederá a determinar los costos asociados a este ciclo en ambos casos.

A.1. SISTEMA DE GENERACIÓN

Para esta configuración de ciclos combinados se ha seleccionado una turbina de doble presión sin recalentamiento siguiendo los criterios descritos para turbinas a vapor; en la tabla 6.14 se muestran las características de esta turbina que permitirán determinar el flujo másico de combustible.

Nivel de Presión	Presión MPa (Psig)	Temperatura °C (°F)	Entalpía kJ/kg (Btu/Lb)	Entropía kJ/kgK (Btu/LbK)
Alta Presión	8,26 (1198,01)	538 (1000,4)	3488,81 (1499,92)	6,8242 (2,93)
Baja Presión	0,55 (79,77)	508,5 (947,3)	3501,88 (1505,53)	8,0672 (3,47)
Descarga	0,01235 (1,79)	50 (122)	2589,17 (1113,14)	8,0672 (3,47)

Características de la turbina de doble presión sin recalentamiento.

Tabla 6.14.

Además de las características aparecidas en la tabla anterior, se hace necesario la utilización de otros valores que han sido determinados en cálculos anteriores, dichos valores están representados en la tabla 6.15 a continuación.

Flujo másico de las 5TG	mg=1.971.443kg/h	
Flujo másico de las 3TG MS-5001P y 1 MS-7001E	mg=2.152.017kg/h	
Temperatura de los gases calientes provenientes de la combustión	Entrada	T ₄ =792,65K
	Salida	T ₅ =455,37K
Entalpia de entrada al GVCR	h ₄ =218,03kJ/kg	
Calor específico a presión constante	Cp=1,0035kJ/kgK	
Poder Calorífico del Combustible	Ec=44.194kJ/kg	
Potencia de la Turbina a Vapor	110MW	

Datos adicionales para el cálculo en doble y triple presión con y sin recalentamiento.

Tabla 6.15.

◆ Planta Vieja Táchira

Para obtener el flujo másico de combustible es necesario saber el flujo másico de vapor que pasa a través de la turbina, para esto se calculará el flujo máximo y mínimo con el cual puede operar la turbina, esto se hace suponiendo a la turbina operando solo a baja presión y luego solo a alta presión, esto permite obtener un rango de trabajo donde se seleccionará un flujo de vapor total. Utilizando las ecuaciones 2.24. y 2.27. (Pág 17), se señala el método de calculo de dicho rango.

Solo baja presión.

$$m_{BP} = \frac{\dot{W}}{h_{BP} - h_{Descarga}}$$

$$m_{BP} = \frac{110 \times 10^3 kW}{3501,88 kJ/kg - 2589,17 kJ/kg}$$

$$m_{BP} = 120,52 kg/s$$

Solo alta presión.

$$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{W}}{h_{AP} - h_{Descarga}}$$

$$\dot{m}_{BP} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{3488,81 \text{ kJ/kg} - 2589,17 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{BP} = 122,27 \text{ kg/s}$$

Dentro de este rango se tomará un valor de flujo másico de vapor total de:

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 121 \text{ kg/s} (435.600 \text{ kg/h})$$

Este flujo se divide en la zona de alta y baja presión como:

$$\dot{m}_{BP} = 87,5 \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{AP} = 33,5 \text{ kg/s}$$

Para determinar el flujo másico de combustible se aplica la primera ley de la termodinámica a la turbina a vapor considerando sus dos niveles de presión, ecuación 4.2. (Pág 95), dando:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} * h_{AP} + \dot{m}_{BP} h_{BP} - \dot{m}_{VaporTotal} h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g * Cp * (T_5 - T_4)}{\dot{E}_c}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{33,5 * 3488,81 + 87,5 * 3501,88 - 121 * 218,03 + \frac{1.971.443}{3600} * 1.0035 * (455,37 - 792,65)}{44.194}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 4,787 \text{ kg/s} (17.233,2 \text{ kg/h})$$

◆ Ampliación Planta Táchira.

En el caso de Ampliación Planta Táchira donde se utilizarán 3 unidades MS-5001P, 1 MS-7001P y 1 turbina a vapor de 110MW, el calculo del flujo másico de combustible se realiza de forma similar al realizado para Planta Vieja Táchira, existiendo solo diferencia en el flujo másico de los gases de escape de las turbinas a gas, lo que origina que se mantenga el mismo rango determinado anteriormente, es por esto que se utilizarán los mismos valores de flujo másico de alta y baja presión, junto con el valor de flujo de vapor total.

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 121 \text{ kg/s} (435.600 \text{ kg/h})$$

Donde:

$$\dot{m}_{BP} = 87,5 \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{AP} = 33,5 \text{ kg/s}$$

Estos valores, junto con el valor del flujo de gases de escape de las turbinas a gas, proporcionan el flujo másico de combustible adicional, cuyo cálculo se basa en la ecuación 4.2. y se especifica a continuación:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{33,5 * 3488,81 + 87,5 * 3501,88 - 121 * 218,03 + \frac{2.152.017}{3600} * 1.0035 * (455,37 - 792,65)}{44.194}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 4,403 \text{ kg/s} (15.850,8 \text{ kg/h})$$

A.2. COSTO ESPECÍFICO DE LA ENERGÍA GENERADA.

Considerando los criterios económicos descritos con anterioridad es posible calcular el costo de la energía generada para el ciclo combinado con turbinas a vapor de doble presión sin recalentamiento, para el caso de Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira.

♦ Ciclo combinado de 5 unidades MS-5001 y una turbina a vapor de 110 MW de doble presión sin recalentamiento. Planta Vieja Táchira.

Para este ciclo, de 200 MW de capacidad, el cálculo del costo específico de la energía generada es similar al realizado para el caso de simple presión, existiendo diferencia en algunos valores como el costo de combustible, el costo de peaje, el costo total, entre otros; sin embargo, es posible utilizar ciertos valores calculados, en ese caso, para determinar el ceeg para este ciclo. Los valores que serán tomados del ciclo combinado que utiliza simple presión para ser utilizados en esta sección se muestran en la tabla 6.16 a continuación.

Energía Generada	1.504x10 ⁶ kWh
Costo del Capital	59.377,5x10 ⁶ Bs (79.170x10 ³ \$)
Costo por Depreciación	2.375,1x10 ⁶ Bs (3.166,8x10 ³ \$)
Costo Fijo Anual	9.500,4x10 ⁶ Bs (12.667.200\$)
Costo de Operación y Mantenimiento	7.364.373.600Bs (9.819.164,8\$)

Valores considerados para el cálculo del ceeg, para doble presión sin recalentamiento.

Planta Vieja Táchira

Tabla 6.16.

Los valores que no aparecen en la tabla 6.16 son aquellos que varían respecto a la adición de combustible, generando un cambio en el costo específico de la energía generada que será calculado siguiendo los pasos antes desarrollados (sección 6.4.1.1.).

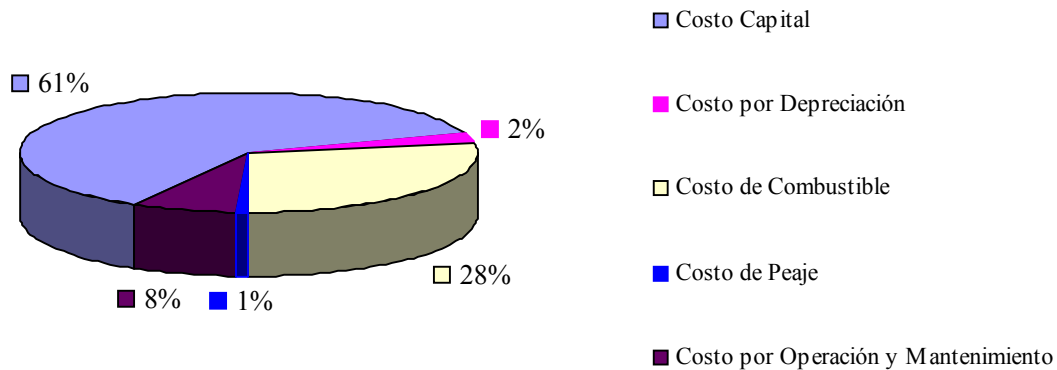
Inmediatamente se presenta la tabla 6.17. y el gráfico 6.5., los cuales, resumen los valores obtenidos para este ciclo combinado instalado en Planta Vieja Táchira.

Energía Generada	1.504x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.377,5x10 ⁶ Bs	79.170.000\$
Costo por Depreciación	2.375,1x10 ⁶ Bs	3.166.800\$
Costo Fijo Anual	9.500.400.000Bs	12.667.200\$
Costo de Combustible	26.894.613.338,5Bs	35.859.484,45\$
Costo de Peaje	826.658.400Bs	1.102.211,2\$
Costo por Operación y Mantenimiento	7.364.373.600Bs	9.819.164,8\$
Costo Variable Anual	35.085.645.338,5Bs	46.780.860,45\$
Costo Total Anual	44.586.045.338,5Bs	59.448.060,45\$
Costo Específico de Energía Generada	30.09Bs/kWh	40,12\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de doble presión y con combustible adicional.

Tabla 6.17.

COSTO TOTAL ANUAL. 2 PRESIONES 110 MW. PLANTA VIEJA TÁCHIRA.



Costos Totales anuales para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001 y 1 TV de 110 MW de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional

Gráfico. 6.5.

Alcanzándose un valor de consumo específico de calor y un rendimiento, calculado por las ecuaciones 6.4. y 6.5., igual:

$$CEC = 11.593,45 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,3105$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 31,05%

- ◆ **Ciclo combinado de 3 unidades MS-5001, 1 unidad MS-7001 y una turbina a vapor de 110 MW de doble presión sin recalentamiento. Ampliación Planta Táchira.**

Para este ciclo de 222 MW de capacidad, se utilizaran valores calculados en el caso del ciclo de simple presión, estos valores se muestran en la siguiente tabla.

Energía Generada	1.669,44x10 ⁶ kWh
Costo del Capital	59.588,5x10 ⁶ Bs (79.451.333,33\$)
Costo por Depreciación	2.383,54x10 ⁶ Bs (3.178.053,3\$)
Costo Fijo Anual	9.534,16x10 ⁶ Bs (12.712.213,33\$)
Costo de Operación y Mantenimiento	8.174.454.696Bs (10.899.272,928\$)

Valores considerados para el cálculo del ceeg, para doble presión sin recalentamiento.
Ampliación Planta Táchira

Tabla 6.18.

La determinación de los demás valores necesarios, calculados como en la sección 6.4.1.1., se señalan en la tabla 6.19. y en el gráfico 6.6., indicados a continuación:

Energía Generada	1.669,44x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.588,5x10 ⁶ Bs	79.451.333,3\$
Costo por Depreciación	2.383,54x10 ⁶ Bs	3.178.053,3\$
Costo Fijo Anual	9.534.160.000Bs	12.712.213,3\$
Costo de Combustible	29.343.881.282,8Bs	39.125.175,04\$
Costo de Peaje	909.324.240Bs	1.212.432,32\$
Costo por Operación y Mantenimiento	8.174.454.696Bs	10.899.272,928\$
Costo Variable Anual	38.427.660.218,8Bs	51.236.880,29\$
Costo Total Anual	47.961.820.218,8Bs	63.949.093,62\$
Costo Específico de Energía Generada	29,16Bs/kWh	38,88\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de doble presión y con combustible adicional.

Tabla 6.19.

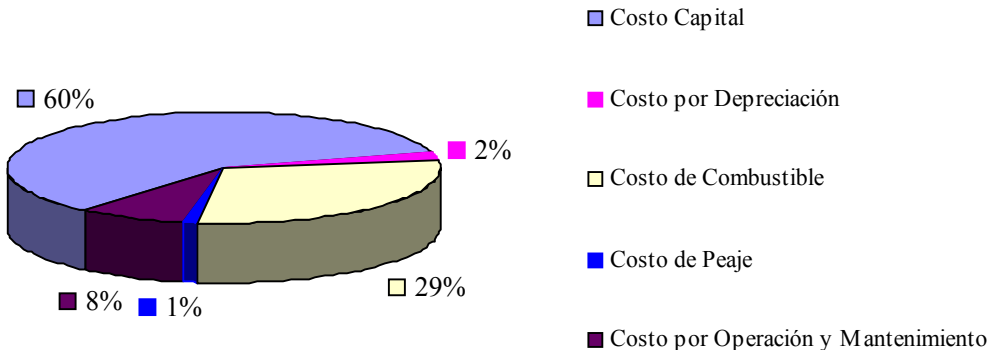
Dando un consumo específico de calor y un rendimiento del ciclo, Ec. 6.4. y 6.5., igual:

$$CEC = 11395,73 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,3159$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 31,59%

**COSTO TOTAL ANUAL. 2 PRESIONES 110MW. AMPLIACIÓN
PLANTA TÁCHIRA.**



Costos Totales anuales para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001, 1 MS-7001E y 1 TV de 110 MW de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional
Grafico. 6.6.

B. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON COMBUSTIBLE ADICIONAL Y TURBINAS DE VAPOR DE DOBLE PRESIÓN CON RECALENTAMIENTO.

Similar al caso anterior se realizarán los cálculos respectivos para la determinación del flujo másico de combustible que necesita este ciclo en los GVCR, para cada sector de producción; y luego se procederá a determinar los costos asociados a este ciclo en ambos casos.

B.1. SISTEMA DE GENERACIÓN

Para Planta Vieja y Ampliación Táchira se calculará el flujo másico de vapor necesario para la turbina a vapor de doble presión con recalentamiento seleccionada para este ciclo combinado. A continuación se señala cada una de los cálculos mencionados anteriormente.

◆ **Planta Vieja Táchira**

Iniciando con Planta Vieja Táchira se tienen ya calculados los valores del flujo másico correspondiente con una de las turbinas ($m_{V5001P}=41.929,89\text{kg/h}$), donde con los valores presentados en la tabla 6.15 (Pág 203), establecidos anteriormente, se puede calcular el flujo másico de vapor que circulará por cada uno de los niveles de presión de la turbina a vapor.

De acuerdo con los criterios establecidos, se selecciono una turbina a vapor de doble presión con recalentamiento con las siguientes características, tabla 6.20.:

Nivel de Presión		Presión MPa (Psig)	Temperatura °C (°F)	Entalpía kJ/kg (Btu/Lb)	Entropía kJ/kgK (Btu/LbK)
Alta Presión		9,98 (1447,47)	538 (1000,4)	3471,565 (1492,5)	6,7189 (2,88)
Recalentamiento	Antes	2,405 (348,81)	313,4625 (596,23)	3043,056 (1308,27)	6,7189 (2,88)
	Después		538 (1000,4)	3548,13 (1525,42)	7,4473 (3,2)
Baja Presión		0,55 (79,77)	305 (581)	3023,267 (1299,77)	6,6866 (2,87)
Descarga		0,01235 (1,79)	50 (122)	2187,43 (940,42)	6,6866 (2,87)

Características de la turbina de vapor de doble presión con recalentamiento.

Tabla 6.20.

Para este tipo de turbina se calculo el flujo másico máximo y mínimo para el cual se podrá trabajar. Para el cálculo del flujo máximo permisible se consideró la turbina trabajando únicamente con zona de baja presión; mientras que para el flujo mínimo permisible se considero la zona de alta presión con recalentamiento, únicamente. Al igual que en el caso anterior se utilizarán las ecuaciones 2.24. y 2.27. para determinar el flujo másico de vapor.

Solo Baja Presión

$$m_{BP} = \frac{\dot{W}}{h_{BP} - h_{Desc\ arg\ a}}$$

$$m_{BP} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{3023,267 \text{ kJ/kg} - 2187,43 \text{ kJ/kg}}$$

$$m_{BP} = 131,604 \text{ kg/s}$$

Solo Alta Presión con Recalentamiento

Modificando las ecuaciones 2.24 y 2.27 (Pág 17), para el uso del recalentamiento se tendrá:

$$\dot{m}_{AP,Re cal} = \frac{\dot{W}}{h_{AP} + h_{despues,Re cal} - h_{antes,Re cal} - h_{Desc arg a}} \quad \text{Ec 6.9.}$$

$$\dot{m}_{AP,Re cal} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{(3471,565 + 3548,13 - 3043,056 - 2187,43) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{AP,Re cal} = 61,47 \text{ kg/s}$$

El flujo másico máximo y mínimo proporcionan un rango de selección del flujo total que pasará por la turbina a vapor; para el que se tomará un flujo igual:

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 75 \text{ kg/s} (270 \times 10^3 \text{ kg/h})$$

donde por la zona de baja y alta presión circularán los flujos másicos dados (calculados de acuerdo con el valor total de vapor y las condiciones de la turbina)

$$\dot{m}_{BP} = 25,37 \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{AP,Re cal} = 49,63 \text{ kg/s}$$

El combustible adicional agregado al generador de vapor de calor residual (GVCR) se calcula aplicando primera ley al volumen de control considerado como todo el GVCR, ecuación 4.4. (Pág 98), dando:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} * (h_{AP} + h_{despues,Re cal} - h_{antes,Re cal}) + \dot{m}_{BP} h_{BP} - \dot{m}_{V,Total} h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g * C_p * (T_5 - T_4)}{\dot{E}_c}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{49,63 * (3471,565 + 3548,13 - 3043,056) + 25,37 * 3023,267 - 75 * 218,03 + \dot{m}_g * C_p * (T_5 - T_4)}{44.194}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 1,63 \text{ kg/s} (5.868 \text{ kg/h})$$

◆ Ampliación Planta Táchira

Planta Ampliación Táchira tiene tres (3) turbinas MS-5001P y una (1) MS-7001E las cuales utilizarán su flujo másico de gases de escape para un generador de vapor de calor residual (GVCR). Los valores establecidos por estas turbinas se resumen en la tabla 6.15, Pág 203 . Al igual que Planta Vieja Táchira se le incorporará una turbina a vapor de 110MW de doble presión con recalentamiento, descrita en la tabla 6.20.

Calculando el flujo másico máximo y mínimo de vapor que es capaz de circular por la turbina a vapor, se nota que por ser la misma turbina seleccionada en Planta Vieja Táchira los valores establecidos son análogos, por lo que se considera el mismo flujo másico total establecido anteriormente.

Flujo másico total

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 75 \text{ kg/s} (270 \times 10^3 \text{ kg/h})$$

donde

$$\dot{m}_{BP} = 25,37 \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{AP,Re cal} = 49,63 \text{ kg/s}$$

El combustible adicional que se deberá suministrar al GVCR para producir la cantidad de vapor dada anteriormente, se hallará acorde con la cantidad de flujo másico de gases calientes proporcionados por las turbinas instaladas en esta zona de la Planta y según la ecuación 4.4.

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{49,63 * (3471,565 + 3548,13 - 3043,056) + 25,37 * 3023,267 - 75 * 218,03 + \dot{m}_g * C_p * (T_5 - T_4)}{44.194}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 1,253 \text{ kg/s} (4.510,8 \text{ kg/h})$$

B.2. COSTO ESPECÍFICO DE ENERGÍA GENERADA.

Los cálculos económicos realizados en el ciclo combinado utilizando turbinas a vapor de una sola presión sin recalentamiento, con una potencia de 110MW, mantienen constante ciertos costos, donde son afectados los costos consecuentes del combustible adicional. De acuerdo con los valores de los costos que permanecen constantes para Planta Vieja Táchira mostrados en la tabla 6.16., Pág 206, y los de Ampliación Planta Táchira señalados en la tabla 6.18, Pág. 208 se pueden realizar los cálculos respectivos para ambos ciclos.

♦ **Ciclo combinado de 5 unidades MS-5001 y una turbina a vapor de 110 MW de doble presión con recalentamiento. Planta Vieja Táchira.**

Para este ciclo combinado se deberá calcular el costo del combustible adicional, el costo por peaje de combustible, consecuentemente el costo variable anual para finalmente, con el costo fijo anual, tabla 6.16, obtener el costo específico de la energía generada.

Posteriormente se presenta la tabla 6.21. y el gráfico 6.7. que resumen los valores correspondientes a los costos obtenidos en este ciclo combinado:

Energía Generada	1.504x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.377,5x10 ⁶ Bs	79.170.000\$
Costo por Depreciación	2.375,1x10 ⁶ Bs	3.166.000\$
Costo Fijo Anual	9.500.400.000Bs	12.667.200\$
Costo de Combustible	20.696.849.674,1Bs	27.595.799,57\$
Costo de Peaje	640.660.260Bs	854.213,68\$
Costo por Operación y Mantenimiento	7.364.373.600Bs	9.819.164,8\$
Costo Variable Anual	28.701.883.534,1Bs	38.269.178,04\$
Costo Total Anual	38.202.283.534,1Bs	50.936.378,04\$
Costo Específico de Energía Generada	25,78Bs/kWh	34,38\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de doble presión con recalentamiento y combustible adicional.

Tabla 6.21.

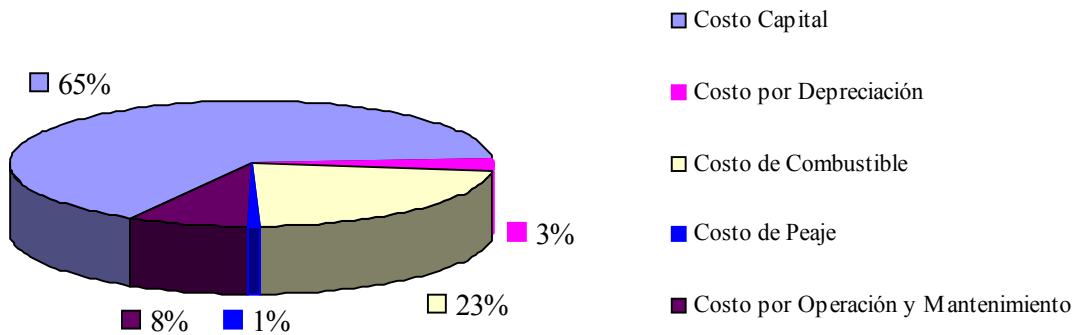
Produciéndose un consumo específico de calor y un rendimiento, a través de las EC. 6.4. y 6.5. (Pág 184), de:

$$CEC = 8.921,78 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,4035$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 40,35%

**COSTO TOTAL ANUAL. 2PRESIONES CON RECALENT.
110MW. PLANTA VIEJA TÁCHIRA**



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de doble presión con recalentamiento y combustible adicional.

Gráfico 6.7.

♦ **Ciclo combinado de 3 unidades MS-5001, 1 unidad MS-7001 y una turbina a vapor de 110 MW de doble presión con recalentamiento. Ampliación Planta Táchira.**

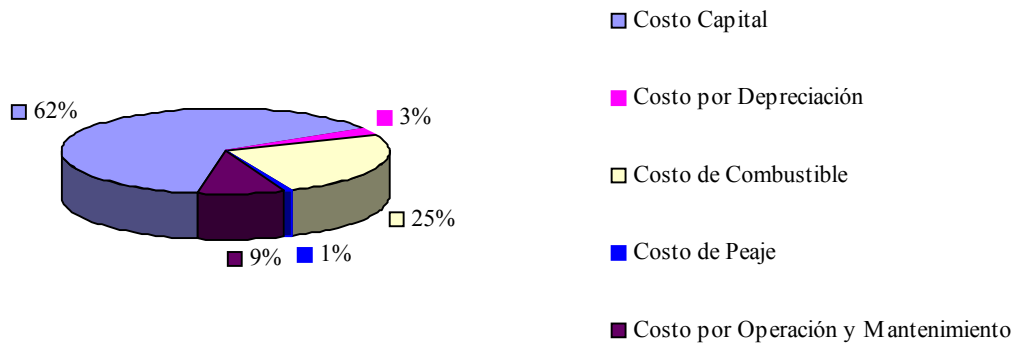
Este ciclo se basará en los valores presentados en la tabla 6.18, donde se hallarán aquellos valores que cambian por el combustible adicional, para así obtener los valores necesarios para el cálculo del costo específico de la energía generada. Estos valores fueron determinados como en la sección 6.4.1.1., y se resumen en la tabla 6.22. y el gráfico 6.8. mostrados a continuación:

Energía Generada	1.669,44x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.588,5x10 ⁶ Bs	79.451.333,33\$
Costo por Depreciación	2.383,54x10 ⁶ Bs	3.178.053,33\$
Costo Fijo Anual	9.534.160.000Bs	12.712.213,33\$
Costo de Combustible	23.159.859.888,1Bs	30.879.813,18\$
Costo de Peaje	723.326.100Bs	964.434,8\$
Costo por Operación y Mantenimiento	8.174.454.696Bs	10.899.272,9\$
Costo Variable Anual	32.057.640.684,1Bs	42.743.520,9\$
Costo Total Anual	41.591.800.684,1Bs	55.455.734,24\$
Costo Específico de Energía Generada	25,29Bs/kWh	33,72\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de doble presión con recalentamiento y combustible adicional.

Tabla 6.22.

**COSTO TOTAL ANUAL. 2PRESIONES CON RECALENT.
110MW. AMPLIACIÓN PLANTA TÁCHIRA**



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de doble presión con recalentamiento y combustible adicional.

Gráfico 6.8.

Para este ciclo, los valores del consumo específico de calor y el rendimiento, Ec 6.4. y 6.5., quedan:

$$CEC = 8.849,72 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,4067$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 40,67%

6.4.1.3. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON UNA TURBINA A VAPOR DE TRIPLE PRESIÓN.

La turbina a vapor de triple presión que será combinada con las turbinas a gas existentes en la planta será utilizada con combustible adicional. Para Planta Vieja y Ampliación Planta Táchira se determinarán las variables respectivas que finalmente permitirán realizar el cálculo del costo específico de la energía generada. Seguidamente se describen cada uno de estos cálculos.

A. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON COMBUSTIBLE ADICIONAL Y TURBINAS A VAPOR DE TRIPLE PRESIÓN SIN RECALENTAMIENTO.

En esta sección se determinará el flujo másico de combustible necesario en los GVCR para el funcionamiento de este ciclo combinado con una turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento, tanto para Planta Vieja Táchira como para Ampliación Planta Táchira; con la finalidad de determinar los costos asociados en ambos casos.

A.1. SISTEMA DE GENERACIÓN

Esta configuración de ciclos combinados se realizará con una turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento con combustible adicional siguiendo los criterios descritos para turbinas a vapor; a continuación se presentan los cálculos respectivos para cada subestación.

◆ Planta Vieja Táchira

De acuerdo con la tabla 6.15. establecida anteriormente, se puede calcular el flujo másico de vapor que circulará por cada uno de los niveles de presión de la turbina a vapor.

Las características de trabajo de la turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento que se utilizará para este ciclo combinado se resumen en la tabla 6.23, presentada a continuación:

Nivel de Presión	Presión MPa (Psig)	Temperatura °C (°F)	Entalpía kJ/kg (Btu/lb)	Entropía kJ/kgK (Btu/lbK)
Alta Presión	8,6 (1247,32)	538 (1000,4)	3485,235 (1498,38)	6,8022 (2,92)
Media Presión	1,07 (155,9)	300 (572)	3049,31 (1311,16)	7,09 (3,04)
Baja Presión	0,17 (24,65)	180 (356)	2831,596 (1217,36)	7,5148 (3,23)
Descarga	0,00974 (1,41)	45,35 (113,63)	2359,69 (1014,48)	7,5148 (3,23)

Características de la turbina de Triple presión sin recalentamiento.

Tabla 6.23.

Al igual que como fueron realizados los cálculos de doble presión, se realizarán estos para el caso de triple presión, donde se plantearán valores de flujo másico de vapor establecidos con la consideración de que solo trabaja una parte de la turbina; dicha consideración trae por consecuencia un rango con un valor máximo y mínimo para los cuales puede trabajar la turbina y seleccionando un valor se tendrá el flujo másico total. Utilizando las ecuaciones 2.24. y 2.27. (Pág 17), queda:

Solo Baja Presión

$$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{W}}{h_{BP} - h_{Desc\ arg\ a}}$$

$$\dot{m}_{BP} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{2831,596 \text{ kJ / kg} - 2359,69 \text{ kJ / kg}}$$

$$\dot{m}_{BP} = 233,101 \text{ kg / s}$$

Solo Media Presión

$$\dot{m}_{MP} = \frac{\dot{W}}{h_{mP} - h_{Desc\ arg\ a}}$$

$$\dot{m}_{MP} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{3049,31 \text{ kJ / kg} - 2359,69 \text{ kJ / kg}}$$

$$\dot{m}_{MP} = 159,509 \text{ kg / s}$$

Solo Alta Presión

$$\dot{m}_{AP,Re\ cal} = \frac{\dot{W}}{h_{AP} - h_{Desc\ arg\ a}}$$

$$\dot{m}_{AP,Re\ cal} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{(3485,2352 - 2359,69) \text{ kJ / kg}}$$

$$\dot{m}_{AP,Re\ cal} = 97,73 \text{ kg / s}$$

Según los valores dados, se establece un rango con un flujo másico máximo y mínimo, donde se tomará un flujo igual:

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 135 \text{ kg/s} (486 \times 10^3 \text{ kg/h})$$

La zona de baja, media y alta presión circularán los flujos máxicos dados a continuación (calculados de acuerdo con el valor total de vapor y las condiciones de la turbina)

$$\dot{m}_{BP} = 30,49 \text{ kg/s}, \quad \dot{m}_{MP} = 50,51 \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{AP,Recal} = 54 \text{ kg/s}$$

El combustible adicional agregado al generador de vapor de calor residual (GVCR) se calcula aplicando primera ley al volumen de control considerado como todo el GVCR, ecuación 4.3. (Pag. 96), dando:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP} * h_{AP} + \dot{m}_{MP} * h_{MP} + \dot{m}_{BP} * h_{BP} - \dot{m}_{V,Total} * h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g * C_p * (T_5 - T_4)}{\dot{E}_c}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{54 * 3485,23 + 50,51 * 3049,31 + 30,49 * 2831,596 - 135 * 189,95 + \dot{m}_g * C_p * (T_5 - T_4)}{44.194}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 4,923 \text{ kg/s} (17.722,8 \text{ kg/h})$$

◆ Ampliación Planta Táchira

Como se señaló en los cálculos anteriores, los valores establecidos por estas turbinas, ubicadas en Planta Ampliación Táchira, se resumen en la tabla 6.15, mostrada precedentemente.

Al igual que Planta Vieja Táchira se le incorporará una turbina a vapor de 110MW de triple presión sin recalentamiento, descrita en la tabla 6.23.

Seleccionando el flujo máxico máximo y mínimo de vapor el cual circulará a través de la turbina a vapor, se percata, que por ser una turbina de igual característica que la elegida en Planta Vieja Táchira, los valores establecidos serán aproximadamente iguales, por lo que se considera el mismo flujo máxico total establecido anteriormente.

Flujo máxico total

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 135 \text{ kg/s} (486 \times 10^3 \text{ kg/h})$$

donde

$$\dot{m}_{BP} = 30,49 \text{ kg/s}, \quad \dot{m}_{MP} = 50,51 \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{AP} = 54 \text{ kg/s}$$

Hallando el combustible adicional necesario para el GVCR, a través de la ecuación 4.3., se tendrá:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{54 * 3485,23 + 50,51 * 3049,31 + 30,49 * 2831,596 - 135 * 189,95 + \dot{m}_g * C_p * (T_5 - T_4)}{44.194}$$

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 4,539 \text{ kg/s} (16.340,4 \text{ kg/h})$$

A.2. COSTO ESPECÍFICO DE ENERGÍA GENERADA.

Determinando los costos del ciclo de triple presión sin recalentamiento incorporado con las turbinas existentes, se señala que muchos de estos costos se mantienen constantes de los cálculos económicos que fueron realizados en el ciclo combinado utilizando turbinas a vapor de una sola presión sin recalentamiento, generando 110MW. Únicamente se verán afectados aquellos valores dependientes del combustible adicional. La tablas 6.16 y 6.18., mostradas con anticipación, resume los costos constantes calculados inicialmente:

◆ Ciclo combinado de 5 unidades MS-5001 y una turbina a vapor de 110 MW de triple presión sin recalentamiento. Planta Vieja Táchira.

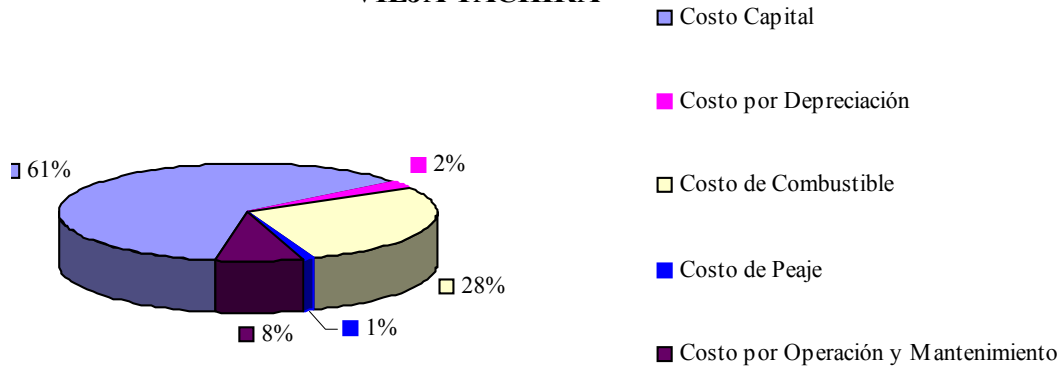
Se parte con los cálculos relacionados con el combustible adicional del ciclo, para luego realizarse los cálculos que consecuentemente permitirán obtener el costo específico de la energía generada. La tabla 6.24. resume los valores correspondientes a los costos de este ciclo, al igual que el grafico 6.9. mostrados seguidamente:

Energía Generada	1.504x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.377,5x10 ⁶ Bs	79.170.000\$
Costo por Depreciación	2.375,1x10 ⁶ Bs	3.166.800\$
Costo Fijo Anual	9.500.400.000Bs	12.667.200\$
Costo de Combustible	27.161.606.008,2Bs	36.215.474,67\$
Costo de Peaje	847.324.860Bs	1.129.766,48\$
Costo por Operación y Mantenimiento	7.364.373.600Bs	9.819.164,8\$
Costo Variable Anual	35.373.304.468,2Bs	47.164.405,96\$
Costo Total Anual	44.873.704.468,2Bs	59.831.605,96\$
Costo Específico de Energía Generada	30,28Bs/kWh	40,37\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de triple presión sin recalentamiento y combustible adicional.

Tabla 6.24.

COSTO TOTAL ANUAL. 3 PRESIONES 110MW. PLANTA VIEJA TÁCHIRA



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de triple presión sin recalentamiento y combustible adicional.

Grafico 6.9.

Donde, de las ecuaciones 6.4. y 6.5. (Pág. 184):

$$CEC = 11.708,66 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,3074$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 30,74%

◆ **Ciclo combinado de 3 unidades MS-5001, 1 unidad MS-7001 y una turbina a vapor de 110 MW de triple presión sin recalentamiento. Ampliación Planta Táchira.**

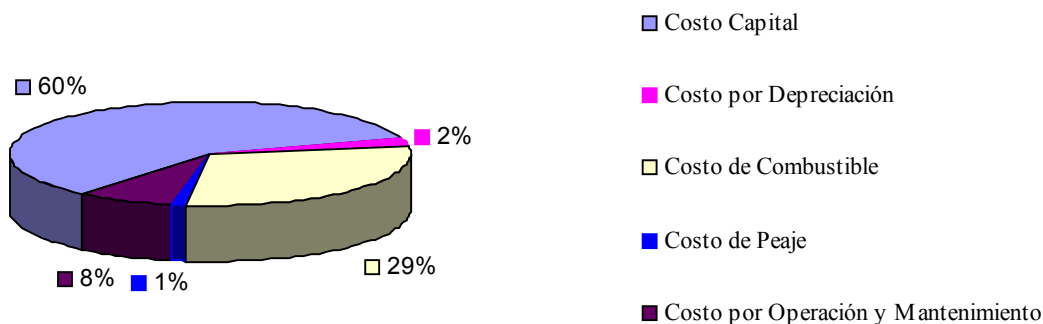
Similarmente a Planta Vieja Táchira, este ciclo se fundamentará en los valores mostrados en la tabla 6.18 (Pág 198), donde hallarán únicamente que aquellos valores dependientes del combustible adicional, presentados en la siguiente tabla resumen y en el gráfico 6.10.:

Energía Generada	1.669,44x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.588,5x10 ⁶ Bs	79.451.333,33\$
Costo por Depreciación	2.383,54x10 ⁶ Bs	3.178.053,33\$
Costo Fijo Anual	9.534.160.000Bs	12.712.213,33\$
Costo de Combustible	29.610.873.952,5Bs	39.481.165,27\$
Costo de Peaje	929.990.700Bs	1.239.987,6\$
Costo por Operación y Mantenimiento	8.174.454.696Bs	10.899.272,9\$
Costo Variable Anual	38.715.319.348,5Bs	51.620.425,8\$
Costo Total Anual	48.249.479.348,5Bs	64.332.639,13\$
Costo Específico de Energía Generada	29,34Bs/kWh	39,11\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de triple presión sin recalentamiento y combustible adicional.

Tabla 6.25.

**COSTO TOTAL ANUAL. 3 PRESIONES 110MW.
AMPLIACIÓN PLANTA TÁCHIRA**



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de triple presión sin recalentamiento y combustible adicional.

Gráfico 6.10.

Con un consumo específico de calor y rendimiento, Ec. 6.4. y 6.5., igual:

$$CEC = 10.976.12 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,3279$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 32,79%

B. UTILIZACIÓN DE TURBINAS EXISTENTES CON COMBUSTIBLE ADICIONAL Y TURBINAS A VAPOR DE TRIPLE PRESIÓN CON RECALENTAMIENTO.

De manera análoga a los cálculos anteriores de simple y doble presión, se determinará el flujo másico de combustible que necesitan los GVCR para su funcionamiento acoplados a una turbina a vapor de triple presión con recalentamiento, para Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira; luego se procederá a determinar los costos asociados a este ciclo en ambos casos.

B.1. SISTEMA DE GENERACIÓN

En esta configuración, siguiendo los criterios descritos para turbinas a vapor, se ha seleccionado una turbina de triple presión con recalentamiento para formar el ciclo combinado, en la tabla 6.26, a continuación, se muestran las características de dicha turbina que permitirán determinar el flujo másico de combustible necesario, en los GVCR, para su funcionamiento.

Además de los datos que aparecen en la tabla siguiente, es necesario para la determinación del flujo másico de combustible algunos valores adicionales, estos aparecen en la tabla 6.15. que fue señalada en la Pág 203.

Nivel de Presión		Presión MPa (Psig)	Temperatura °C (°F)	Entalpía kJ/kg (Btu/Lb)	Entropía kJ/kgK (Btu/LbK)
Alta Presión		9,98 (1447,47)	538 (1000,4)	3.470,58 (1492,08)	6,7189 (2,88)
Recalentamiento	Antes	2,405 (348,81)	313,43 (596,17)	3.043,028 (1.308,27)	6,7189 (2,88)
	Después		538 (1000,4)	3.548,13 (1525,42)	7,4473 (3,2)
Media Presión		2,405 (348,81)	305 (581)	3.023,267 (1299,77)	6,6866 (2,87)
Baja Presión		0,28 (40,61)	260 (500)	2.988,584 (1.284,86)	7,592 (3,264)
Descarga		0,00866 (1,256)	43 (109,4)	2.386,94 (1.026,2)	7,592 (3,264)

Características de la turbina de Triple presión con recalentamiento.

Tabla 6.26.

◆ Planta Vieja Táchira

Al igual que en los cálculos anteriores se debe determinar primero el flujo másico de vapor que pasa a través de cada etapa de la turbina, para luego determinar el flujo másico de combustible necesario en los GVCR para producir este vapor, dicho vapor será seleccionado una vez determinado el rango de flujo máximo y mínimo con el cual puede operar la turbina, como se ha hecho en cálculos anteriores, suponiendo a la turbina operando solo a baja presión, solo a media presión y luego solo a alta presión. Seguidamente se emplea el método de cálculo de dicho rango, según las ecuaciones 2.24. y 2.27. para el caso de baja y media presión, y la ecuación 6.9 (Pág 211). para alta presión.

Solo baja presión.
$$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{W}}{h_{BP} - h_{Desc\ arg\ a}}$$

$$\dot{m}_{BP} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{2.988,584 \text{ kJ/kg} - 2.386,94 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{BP} = 182,83 \text{ kg/s}$$

Solo media presión. $\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{W}}{h_{MP} - h_{Descarga}}$

$$\dot{m}_{BP} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{3.023,267 \text{ kJ/kg} - 2.386,94 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{BP} = 172,867 \text{ kg/s}$$

Solo Alta Presión con Recalentamiento

$$\dot{m}_{AP,Recal} = \frac{\dot{W}}{h_{AP} + h_{despues,Recal} - h_{antes,Recal} - h_{Descarga}}$$

$$\dot{m}_{AP,Recal} = \frac{110 \times 10^3 \text{ kW}}{(3.470,58 + 3.548,13 - 3.043,028 - 2.386,94) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{AP,Recal} = 69,23 \text{ kg/s}$$

Dentro de este rango se tomará un valor de flujo másico de vapor total de:

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 100 \text{ kg/s} (360.000 \text{ kg/h})$$

Este flujo se divide en la zona de alta, media y baja presión como:

$$\dot{m}_{BP} = 22,4 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{MP} = 28,1 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{AP} = 49,5 \text{ kg/s}$$

Para determinar el flujo másico de combustible se aplica la primera ley de la termodinámica a la turbina a vapor considerando sus tres niveles de presión junto con el recalentamiento y una masa de gases de escape de las turbinas a gas de 1.971.443 kg/h, partiendo de la ecuación 4.5. (Pág. 98):

$$\dot{m}_{Comb,adic} = \frac{\dot{m}_{AP}(h_{AP} + \lambda(h_{Des.recal} - h_{Antes.recal})) + \dot{m}_{MP} h_{MP} + \dot{m}_{BP} h_{BP} - \dot{m}_{VaporTotal} h_{entradaGVCR} + \dot{m}_g Cp(T_5 - T_4)}{Ec}$$

Donde “ λ ” es una fracción de la masa de alta presión que es recalentada. Para este cálculo se supondrá $\lambda = 1$, lo que proporciona el valor máximo de flujo másico de combustible para las condiciones de masas establecidas. Si se sustituyen los valores de flujos másicos y los mostrados en las tablas 6.15 (Pág. 203) y 6.26 (Pág. 223) en la ecuación anterior se obtiene un flujo másico de combustible de:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 3,2886 \text{ kg / s } (11.838,96 \text{ kg / h})$$

◆ Ampliación Planta Táchira.

Para Ampliación Planta Táchira el cálculo del flujo másico de combustible se realiza de forma similar al realizado para Planta Vieja Táchira, donde en la ecuación de dicho flujo solo se varía el flujo másico de los gases de escape de las turbinas a gas, que para este caso es de 2.152.017 kg/h, mientras que los valores de flujo másico de vapor de alta, media y baja presión, al igual que el valor de flujo de vapor total permanecen inalterables en este cálculo.

$$\dot{m}_{VaporTotal} = 100 \text{ kg / s } (360.000 \text{ kg / h})$$

$$\dot{m}_{BP} = 22,4 \text{ kg / s} \quad \dot{m}_{MP} = 28,1 \text{ kg / s} \quad \dot{m}_{AP} = 49,5 \text{ kg / s}$$

De la ecuación 4.5.:

$$\dot{m}_{Comb,adic} = 2,904 \text{ kg / s } (10.454,4 \text{ kg / h})$$

B.2. COSTO ESPECÍFICO DE LA ENERGÍA GENERADA.

Tomando en cuenta los criterios económicos ya descritos, es posible calcular el costo de la energía generada para el ciclo combinado con turbinas a vapor de triple presión con recalentamiento, para el caso de Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira, estos cálculos se muestran en las dos secciones a continuación.

♦ **Ciclo combinado de 5 unidades MS-5001 y una turbina a vapor de 110 MW de triple presión con recalentamiento. Planta Vieja Táchira.**

Para este ciclo combinado, de 200 MW de capacidad, el cálculo del costo específico de la energía generada es realizado de la misma forma que para los casos anteriores. Existen algunos valores como el costo de capital, el costo por depreciación, el costo fijo anual, entre otros; que han sido calculados con anterioridad y que pueden ser utilizados para determinar el ceeg para este ciclo, estos valores han sido señalados en la tabla 6.16., Pág. 206.

Los valores restantes para la determinación del ceeg que no aparecen en la tabla 6.16 deberán ser calculados de manera similar a los casos anteriores. Seguidamente se muestra la tabla 6.27. y el grafico 6.11. que recopilan todos costos de este ciclo, incluyendo los valores que permanecieron constantes.

Energía Generada	1.504x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.377,5x10 ⁶ Bs	79.170.000\$
Costo por Depreciación	2.375,1x10 ⁶ Bs	3.166.800\$
Costo Fijo Anual	9.500.400.000Bs	12.667.200\$
Costo de Combustible	23.952.982.336Bs	31.937.309,78\$
Costo de Peaje	743.992.560Bs	991.990,08\$
Costo por Operación y Mantenimiento	7.364.373.600Bs	9.819.164,8\$
Costo Variable Anual	32.061.348.496Bs	42.748.464,66\$
Costo Total Anual	41.561.748.496Bs	55.415.664,66\$
Costo Específico de Energía Generada	28,04Bs/kWh	37,39\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de triple presión con recalentamiento y combustible adicional.

Tabla 6.27.

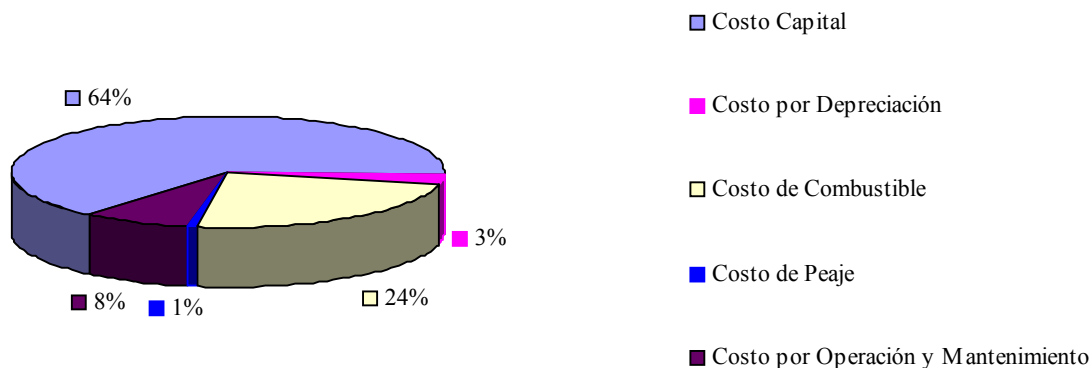
Como en casos anteriores, a partir de las ecuaciones 6.4. y 6.5 (Pág. 184), el consumo específico de calor y el rendimiento es calculado:

$$CEC = 10.325,4 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,3486$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 34,86%

**COSTO TOTAL ANUAL 3 PRESIONES CON RECALENT. 110MW.
PLANTA VIEJA TACHIRA.**



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado de 5 TG MS-5001P y TV de 110 MW de triple presión con recalentamiento y combustible adicional.

Gráfico 6.11.

♦ **Ciclo combinado de 3 unidades MS-5001, 1 unidad MS-7001 y una turbina a vapor de 110 MW de triple presión con recalentamiento. Ampliación Planta Táchira.**

En este ciclo de 222 MW de capacidad, se utilizarán valores calculados en el caso del ciclo de simple presión para determinar el costo específico de la energía generada, dichos valores son mostrados en la tabla 6.18. Pág. 208.

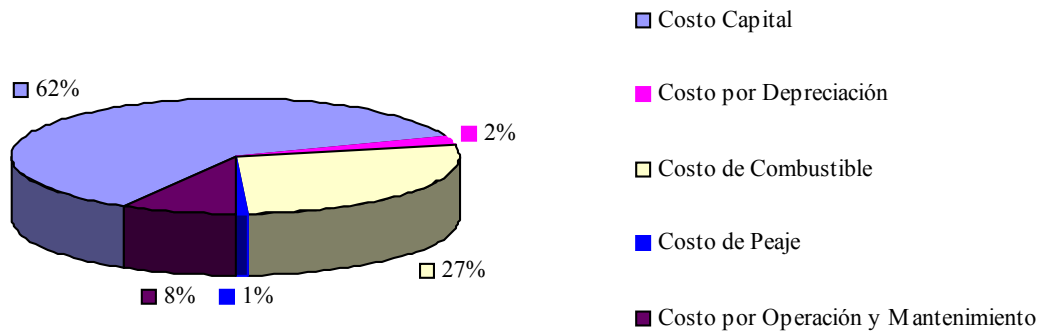
La determinación de los demás valores necesarios para el cálculo del costo específico de la energía generada son realizados y resumidos en la tabla 6.28. mostrada seguidamente. Adicional se muestra el gráfico 6.12 que señala el porcentaje correspondiente a cada costo del ciclo con respecto al costo total anual.

Energía Generada	1.669,44x10 ⁶ kWh	
Costo Capital	59.588,5x10 ⁶ Bs	79.451.333,3\$
Costo por Depreciación	2.383,54x10 ⁶ Bs	3.178.0533\$
Costo Fijo Anual	9.534.160.000Bs	12.712.213,3\$
Costo de Combustible	26.401.072.371,5Bs	35.201.429,83\$
Costo de Peaje	826.658.400Bs	1.102.211,2\$
Costo por Operación y Mantenimiento	8.174.454.696Bs	10.899.272,9\$
Costo Variable Anual	35.402.185.467,5Bs	47.202.913,96\$
Costo Total Anual	44.936.345.467,5Bs	59.915.127,3\$
Costo Específico de Energía Generada	27,32Bs/kWh	36,43\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de triple presión con recalentamiento y combustible adicional.

Tabla 6.28.

COSTO TOTAL ANUAL. 3PRESIONES CON RECALENT.110MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado de 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110 MW de triple presión con recalentamiento y combustible adicional.

Grafico 6.12.

El consumo específico de calor y rendimiento se calcula análogo al procedimiento de los casos anteriores, a partir de las ecuaciones 6.4. y 6.5.:

$$CEC = 10.252,88 \frac{kJ}{kWh}$$

$$\eta = 0,3511$$

Expresado en porcentaje el rendimiento de este ciclo es 35,11%

A continuación se mostrará la tabla 6.29 que resume las configuraciones de ciclos combinados utilizando las turbinas existentes de la planta con turbinas de vapor de diferentes niveles de presión

Ciclo		Potencia (MW)	Eficiencia (%)	Costo Total Anual (Bs)	c.e.e.g. (Bs/kWh)
Turbina a vapor de simple presión sin combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 70MW	160	38,18	31.528.890.840	26,7
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 70MW	182	36,71	35.674.473.836	26,46
Turbina a vapor de simple presión con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	200	38,5	39.234.575.889	26,48
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	222	38,4	42.605.341.746	25,9
Turbina a vapor de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	200	31,05	44.586.045.339	30,09
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	222	31,59	47.961.820.219	29,16
Turbina a vapor de doble presión con recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	200	40,35	38.202.283.534	25,78
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	222	40,67	41.591.800.684	25,29
Turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	200	30,74	44.873.704.468	30,28
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	222	32,79	48.249.479.349	29,34
Turbina a vapor de triple presión con recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	200	34,86	41.561.748.496	28,04
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	222	35,11	44.936.345.468	27,32

Resumen de los ciclos combinados utilizando las turbinas a gas existentes.

Tabla 6.29.

6.4.2. CICLO COMBINADO NUEVO

Esta configuración se presenta con el fin de poder comparar, de forma directa, la diferencia de generación y de costo con respecto a la configuración inmediata anterior, donde se utilizaron las turbinas a gas existentes (rehabilitadas).

A continuación se presentan los parámetros principales para la selección de este ciclo combinado

6.4.2.1. SISTEMA DE GENERACIÓN

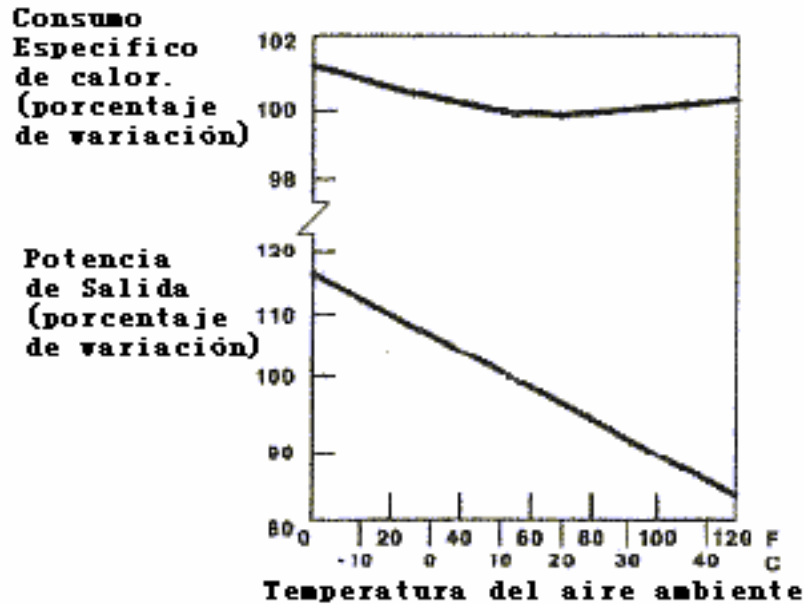
General Electric corrige los valores de la tabla 6.2 (Pag. 145), por el tipo de combustibles a utilizar y por la temperatura ambiente del sitio donde serán instaladas las unidades, la primera de estas correcciones se hace a través de la tabla 6.30, donde se muestra el porcentaje de variación de las características originales del ciclo debidas al cambio del combustible:

Combustible	Potencia (%)	Eficiencia (%)
Ligero	- 3	- 2.1
Residual	- 9.3	- 7.6

Variaciones de las características de C.C debido al combustible.

Tabla 6.30.

La segunda corrección, debida a la temperatura ambiente, se realiza a través de la grafica 6.13, donde con esta temperatura se determina el porcentaje de variación de la potencia y el consumo específico de calor (heat rate), la variación del rendimiento se determina como el inverso del consumo específico de calor por una constante que en este caso específico es 3600 kJ/kWh:



Curva de corrección del consumo específico de calor y potencia debido a la temperatura

Gráfica 6.13.

Utilizando la tabla 6.30, se debe restar del valor original de la potencia un 3% por el cambio del combustible, y un 2.1% al valor de la eficiencia del ciclo combinado, mientras que de la gráfica 6.13, se obtiene que la potencia por el efecto de la temperatura ambiente disminuye hasta un 93%, sin embargo el consumo específico de calor de calor (heat rate) no presenta variación por temperatura, por consecuencia el rendimiento no presenta cambio alguno. Los valores finales que se obtienen para el ciclo combinado se calculan como se muestran a continuación:

$$Pot_{real} = Pot_{ISO} * FC_{COMB} * FC_{TEMP}$$

$$Pot_{real} = 262,6MW * (1 - 0,03) * 0,93$$

$$Pot_{real} = 236,89MW$$

$$\eta_{real} = \eta_{ISO} * FC_{COMB} * FC_{TEMP}$$

$$\eta_{real} = 56\% * (1 - 0,021) * 1$$

$$\eta_{real} = 54,82\%$$

Estos son los valores de potencia y rendimiento a utilizar en el análisis económico de esta opción.

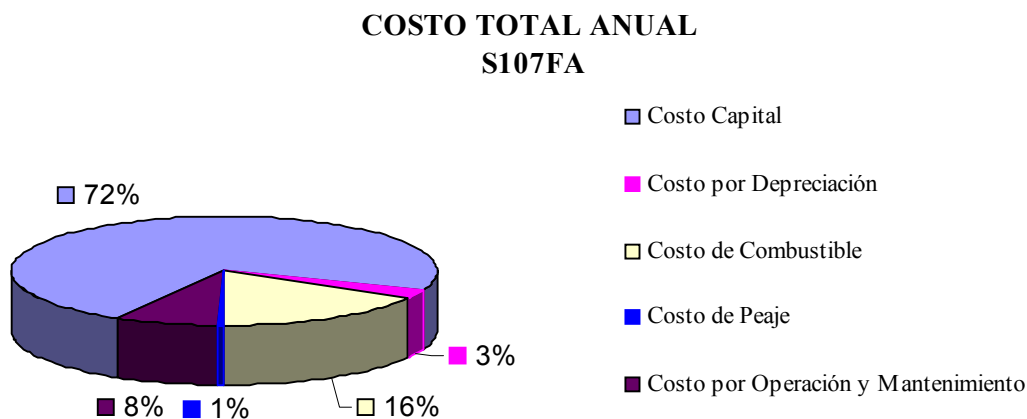
6.4.2.2. COSTO ESPECÍFICO DE ENERGÍA GENERADA

Similar a los casos anteriores de ciclos combinados, donde se obtuvieron los costos de cada ciclo, se determinará para este caso cada uno de los costos anteriores y finalmente se obtendrá el costo específico de energía generada. Seguidamente se muestra la tabla 6.31. y el gráfico 6.14. que resumen dichos resultados:

Energía Generada	1.780.940.725,61kWh	
Costo Capital	80.305,71x10 ⁶ Bs	107.074.280\$
Costo por Depreciación	3.212.228.400Bs	4.282.971,2\$
Costo Fijo Anual	12.848.913.600Bs	17.131.884,8\$
Costo de Combustible	18.039.359.438,1Bs	24.052.479,25\$
Costo de Peaje	557.994.420Bs	743.992,56\$
Costo por Operación y Mantenimiento	8.720.420.786,47Bs	11.627.227,72\$
Costo Variable Anual	27.317.774.644,6Bs	36.423.699,53\$
Costo Total Anual	40.166.688.244,6Bs	53.555.584,33\$
Costo Específico de Energía Generada	22,88Bs/kWh	30,51\$/MWh

Resumen para el ciclo combinado nuevo sobre Planta Táchira.

Tabla. 6.31.



Costos Totales Anuales para el ciclo combinado nuevo sobre Planta Táchira.

Gráfico. 6.14.

6.4.3. TURBINAS A GAS NUEVAS

Para mantener la uniformidad en el parque de generación es conveniente instalar unidades MS-7001, el análisis económico de este modelo de turbinas se presenta a continuación (los

cálculos se realizarán para una sola unidad MS-7001). Las características de esta unidad en el sitio de Planta Táchira se muestran en la tabla 6.32.

Modelo	Potencia (MW)	Consumo específico de calor (kJ/kWh)	Eficiencia (%)	Costo de instalación (Bs/kW)/(\$/kW)
MS-7001	72,63	13.218	27,3	184.500 / 246

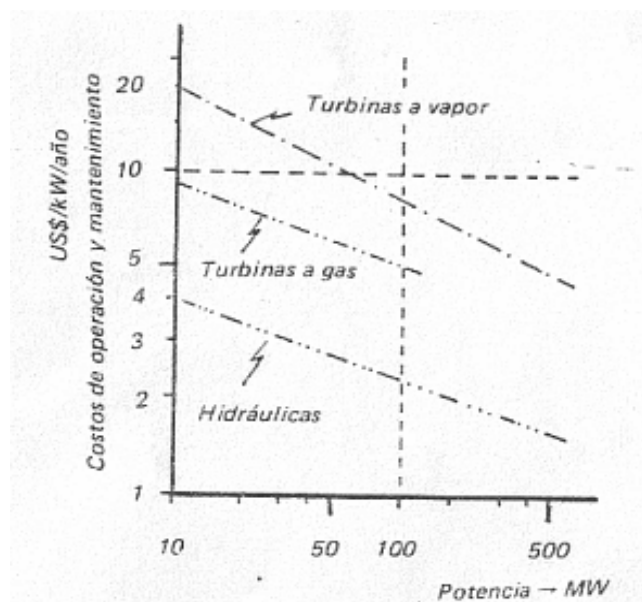
Características de la unidad MS-7001 nueva sobre Planta Táchira.

Tabla 6.32.

Los cálculos de costos de este ciclo se realizarán de forma similar a los casos anteriores, excepto por el costo de operación y mantenimiento, el cual, por ser esta alternativa turbinas a gas únicamente (no un ciclo combinado) este valor se determina como a continuación se señala.

❖ Costos de Operación y Mantenimiento

De la gráfica 6.15. donde se muestra el costo de operación y mantenimiento para distintas plantas, se estima que dichos costos para la unidad MS-7001 son de 6×10^{-3} \$/kWh, en monea nacional 4,5 Bs/kWh:



Costos de operación y mantenimiento vs. Potencia instalada.

Gráfica 6.15.

El cálculo de este costo se limita a:

$$C_{Oper,Mant} = 4,5 \frac{Bs}{kWh} * Eg$$

$$C_{Oper,Mant} = 4,5 \frac{Bs}{kWh} * 546.032.862,94kWh$$

$$C_{Oper,Mant} = 2.457.147.883,23Bs = 3.276.197,17\$$$

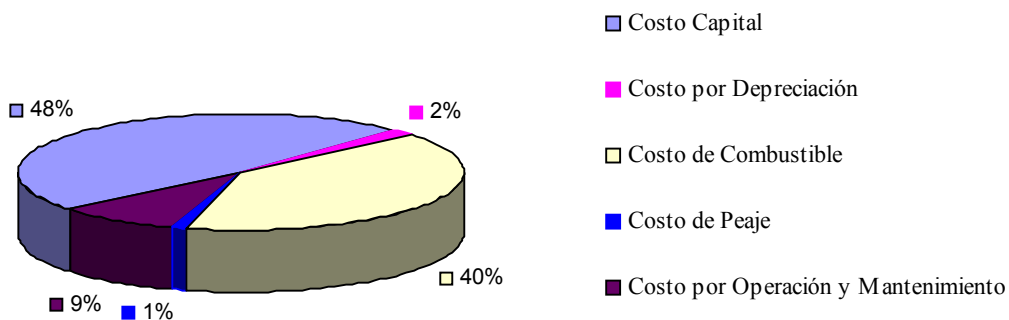
Finalmente, se resumen los valores resultantes de los costos en la tabla 6.33. y el grafico 6.16., los cuales muestran cada uno de los costos correspondientes con esta alternativa presentada a C.A.D.A.F.E.

Energía Generada	546.032.862,94kWh	
Costo Capital	13.400,235x10 ⁶ Bs	17.866.980\$
Costo por Depreciación	536.009.400Bs	714.679,2\$
Costo Fijo Anual	2.144.037.600Bs	2.858.716,8\$
Costo de Combustible	11.132.409.148,2Bs	14.843.212,2\$
Costo de Peaje	351.329.820Bs	468.439,76\$
Costo por Operación y Mantenimiento	2.457.147.883,23Bs	3.276.197,17\$
Costo Variable Anual	13.940.886.851,4Bs	18.587.849,13\$
Costo Total Anual	16.084.924.451,4Bs	21.446.565,93\$
Costo Específico de Energía Generada	29,9Bs/kWh	39,8\$/MWh

Resumen para la instalación de una turbina a gas MS-7001.

Tabla. 6.33.

**COSTO TOTAL ANUAL
TG MS-7001**



Costos Totales Anuales para la instalación de una turbina a gas MS-7001.

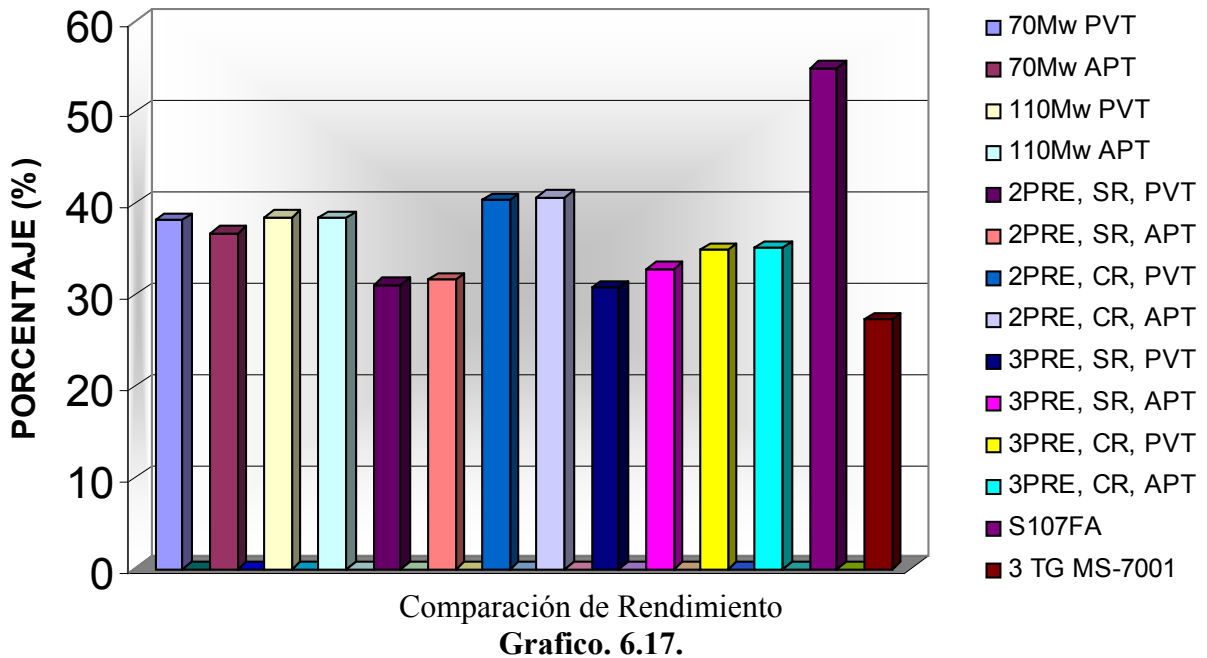
Grafico. 6.16.

Para realizar una comparación entre las dos últimas alternativas vistas, seguidamente se presenta una tabla resumen donde están colocadas las características más resaltantes de cada una de las posibilidades vistas y analizadas anteriormente:

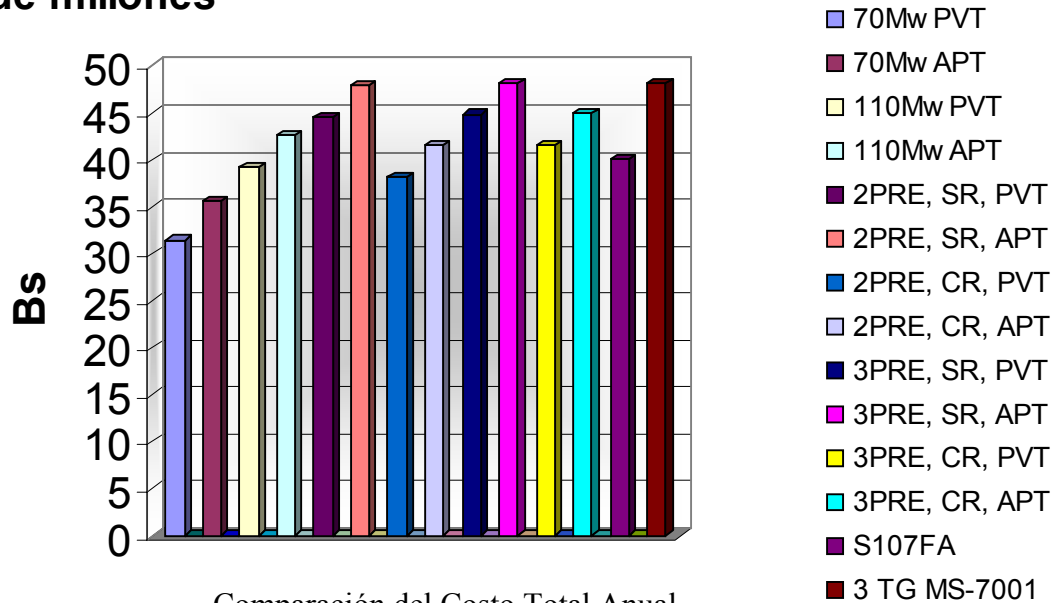
Ciclo	Potencia (MW)	Eficiencia (%)	Costo Total Anual (Bs)	c.e.e.g. (Bs/kWh)
Ciclo Combinado Nuevo General Electric S107FA	236,89	54,82	40.166.688.245	22,88
3 Turbinas a Gas Nuevas MS-7001	217,89	27,3	48.254.773.354,20	29,9

Tabla comparativa de las alternativas analizadas.
Tabla 3.34.

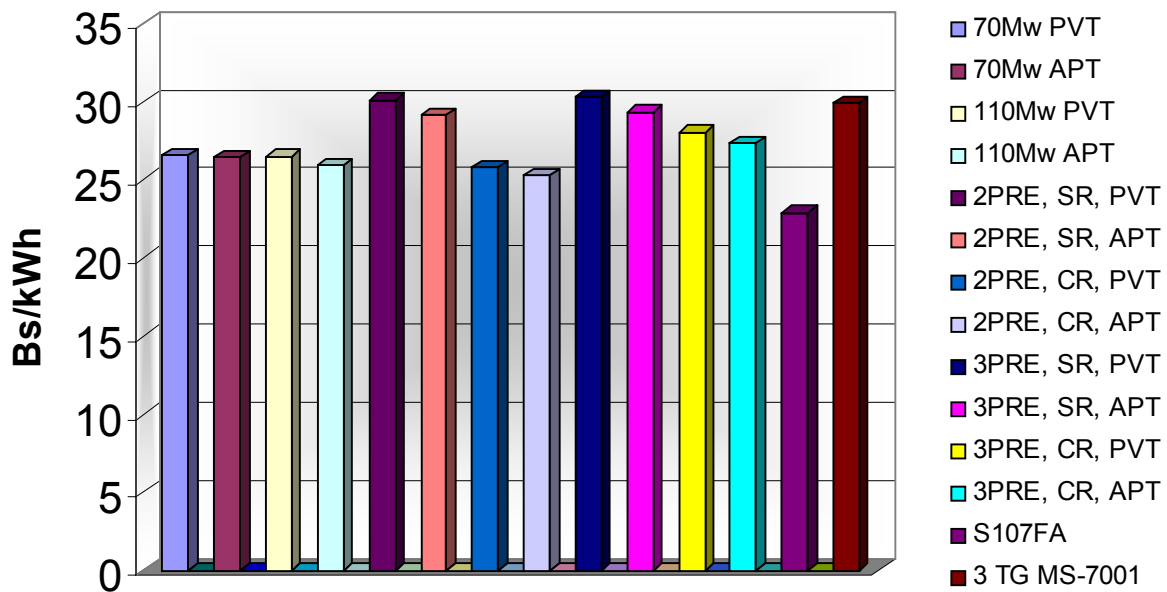
A continuación se muestran los gráficos 6.15., 6.16. y 6.17 que resumen los valores del rendimiento, costo total anual y costo específico de energía generada para cada alternativa presentada a C.A.D.A.F.E., observándose de forma más precisa las comparaciones entre todas las opciones.



Miles de millones



Comparación del Costo Total Anual
Grafico. 6.18.



Comparación del Costo Específico de Energía Generada
Grafico. 6.19.

6.5. CALCULO DEL NÚMERO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO A INSTALAR

En esta sección del capítulo se realizarán los cálculos necesarios para la determinación del número de torres de enfriamiento necesarios para Planta Vieja Táchira y Ampliación Planta Táchira. Cada uno de estos cálculos se presentarán de acuerdo con las turbinas de vapor seleccionadas para cada ciclo combinado, donde por consecuencia de ésta serán el número de torres de enfriamiento a instalar.

6.5.1. CALCULO DEL NUMERO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO A INSTALAR PARA EL CICLO COMBINADO QUE UTILIZA LAS TURBINAS A GAS EXISTENTES.

Los ciclos combinados con las turbinas a gas existentes sin combustible adicional utilizan una turbina a vapor de 70 MW, por tanto los cálculos del número de torres de enfriamiento necesarias será el mismo para Planta Vieja y Ampliación. De acuerdo con la ecuación 4.9 (Capítulo 4, Pág. 119) se determina los galones por minuto de agua para la condensación, que definirá el número de torres.

$$Caudal = \frac{Q_{cond}}{500 * COB}$$

Reemplazando el valor de Q_{cond} . Igual a la diferencia de entalpías correspondientes a la entrada y salida del condensador, señaladas en la figura 2.5 (Capítulo 2, Pág. 28), también llamada potencia de refrigeración, se tiene:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{TV} * (h_D - h_A)$$

$$Q_{cond} = 146.613,6kg / h * (2.195,14kJ / kg - 209,34kJ / kg)$$

$$Q_{cond} = 291.144.691,14kJ / h * \frac{1BTU}{1,055kJ}$$

$$Q_{cond} = 275.966.531,87BTU / h$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior queda

$$Caudal = \frac{275.966.531,87BTU / h}{500 * (104^{\circ}F - 86^{\circ}F)}$$

$$Caudal = 30.662,95GPM$$

Seleccionando seis (6) torres de enfriamiento se tendrá un caudal por cada una de ellas de:

$$Caudal_{TE} = 5.110,5GPM$$

De acuerdo con el valor dado y la potencia de enfriamiento se puede obtener en la información proporcionada por la compañía Sulzer las características de un modelo de torre que cubre las necesidades de enfriamiento, ver figura 6.22.

TORRES DE REFRIGERACIÓN EWB

Tipo de Torre: EWB 5750/09

Potencia 35/30° (Kw):		Peso en servicio (Kg):	16.300
Potencia 40/30° (Kw):	14.244	Peso en vacío (Kg):	11.500
Potencia motor (Kw):	2 X 30		

Dimensiones (mm)

A:	4.322
B:	2.848
C:	9.750
D:	6.100
E:	4.850

Modelo de Torre de Refrigeración EWB-Sulzer.

Figura 6.22.

6.5.2. CALCULO DEL NÚMERO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO A INSTALAR PARA EL CICLO COMBINADO NUEVO.

Para el cálculo de las torres de enfriamiento del ciclo combinado nuevo, modelo S107FA, proporcionado por General Electric y cuyas características se describieron en secciones anteriores, el fabricante se reserva ciertos valores, originando que la determinación de este número de torres no sea posible. Debido a esto se supondrá el mismo número y modelo de torres de enfriamiento seleccionado en el ciclo combinado anterior.



Capítulo 7.

Valor Actual Neto, Tasa Interna de Retorno y Relación Beneficio-Costos

7.1. GENERALIDADES

Cuando se realiza un proyecto de inversión uno de los puntos más importantes de la investigación es si el proyecto es rentable o no. Para este caso a sugerencia de C.A.D.A.F.E. se empleará los métodos del Valor Actual Neto, donde si este es mayor que cero (0) el proyecto es rentable de lo contrario no lo es; y la Tasa Interna de Retorno.

Otra posibilidad para verificar el provecho de un proyecto es la relación beneficios-costos, la cual, si es mayor que la unidad es rentable, si es menor no es rentable.

En este capítulo se realizará el estudio de rentabilidad de las alternativas señaladas en el capítulo 6.

7.2. VALOR ACTUAL NETO Y TASA INTERNA DE RETORNO.

Como se menciona en el capítulo 2 (Pág. 49. y 50), el Valor Actual Neto (VAN) representa el costo presente de un flujo (ingreso y egreso), entendiéndose por flujo aquel dinero que entra y sale en una inversión determinada; mientras que la Tasa Interna de Retorno (TIR) representa la rentabilidad media del dinero utilizado en toda su duración.

Para el caso de Planta Táchira se calculará para cada una de las alternativas anteriormente mencionadas el VAN y el TIR correspondiente al tiempo de vida de una planta con ciclo combinado. Según el Manual del Ingeniero Mecánico un ciclo combinado se le estima un tiempo 25 años, el cual será utilizado en la ecuación 2.64. A continuación se hallará el VAN y el TIR para cada una de las configuraciones.

➤ Ciclo combinado utilizando las turbinas a gas existentes, sin combustible adicional, con una turbina a vapor de 70Mw de simple presión.

Para hallara el valor actual neto se utilizará la ecuación 2.64. (pág.50) presentada a continuación:

$$VAN = -C + \frac{FC_1}{(1+r)^1} + \frac{FC_2}{(1+r)^2} + \frac{FC_3}{(1+r)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1+r)^n}$$

Donde se hallará para Planta Vieja Táchira y Ampliación.

➔ Planta Vieja Táchira.

Iniciando con Planta Vieja Táchira tenemos los siguientes valores correspondientes a los datos necesarios para obtener el VAN.

Capital $C = 47,52 \times 10^9$ Bs

Años $n = 25$ años

Tasa de interés $r = 12\%$

Energía generada $Eg = 1.203,2 \times 10^6$ kWh

Costo específico de energía generada $ceeg = 26,6$ Bs/kWh

Costo variable anual $CVA = 23.925.690.840$ Bs

El flujo de caja viene definido por los gastos variables y los beneficios anuales, por tanto queda igual:

$$FC = E_g * ceeg - CVA$$

$$FC = 1.203,2 \times 10^6 \text{ kWh} * 26,6 \text{ Bs} / \text{kWh} - 23.925.690.840 \text{ Bs}$$

$$FC = 8.079.429.160 \text{ Bs}$$

finalmente el VAN es:

$$VAN = -47,52 \times 10^9 \text{ Bs} + \frac{8.079.429.160 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^1} + \frac{8.079.429.160 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^2} + \dots + \frac{8.079.429.160 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^{25}}$$

$$VAN = 1,58481 \times 10^{10} \text{ Bs} (21.130.800 \$)$$

Como el VAN es mayor que 0 el proyecto resulta rentable, por tanto el valor de flujo de ingresos será mayor que el valor de flujo de egresos, originando ganancias a C.A.D.A.F.E..

El TIR se calcula con la ec. 2.65. (pág.51) dando igual a:

$$TIR = 16,6421841\%$$

Obteniendo ahora la relación beneficios-costos, dada por la ecuación 2.66., para la misma subestación tenemos que:

$$R_{B/C} = \frac{VAB}{VAG} = \frac{\frac{32.005.120.000 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^1}}{23.925.690.840 \text{ Bs}} + \frac{\frac{32.005.120.000 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^2}}{23.925.690.840 \text{ Bs}} + \dots + \frac{\frac{32.005.120.000 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^{25}}}{23.925.690.840 \text{ Bs}}$$

$$R_{B/C} = \frac{2,51021 \times 10^{11} \text{ Bs}}{1,87653 \times 10^{11} \text{ Bs}}$$

$$R_{B/C} = 1,33769$$

Por ser mayor a la unidad el valor resultante de la relación beneficio-costos significa que el proyecto es rentable.

➔ **Planta Ampliación Táchira.**

Para esta subestación se tendrán los siguientes valores respectivos a los datos de obtención del VAN, donde con respecto a la subestación anterior permanecerán ciertos valores constantes, ya que corresponde a la misma turbina de vapor selecciona, es el mismo tiempo

de vida estimado y la misma tasa de interés.

Capital $C = 47,7015 \times 10^9$ Bs

Años $n = 25$ años

Tasa de interés $r = 12\%$

Energía generada $E_g = 1.368,64 \times 10^6$ kWh

Costo específico de energía generada $ceeg = 26,46$ Bs/kWh

Costo variable anual $CVA = 28.042.233.836$ Bs

Dando un flujo de caja igual a:

$$FC = E_g * ceeg - CVA$$

$$FC = 1.368,64 \times 10^6 \text{ kWh} * 26,46 \text{ Bs} / \text{kWh} - 28.042.233.836 \text{ Bs}$$

$$FC = 8,17198 \times 10^9 \text{ Bs}$$

El VAN queda:

$$VAN = -47,52 \times 10^9 \text{ Bs} + \frac{8,17198 \times 10^6 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^1} + \frac{8,17198 \times 10^6 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^2} + \dots + \frac{8,17198 \times 10^6 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^{25}}$$

$$VAN = 1,63925 \times 10^{10} \text{ Bs} (21.856.666,67\$)$$

El VAN resulta mayor que 0 por tanto el proyecto es rentable para C.A.D.A.F.E..

Calculando el TIR se tiene:

$$TIR = 16,7798947\%$$

Obteniendo ahora la relación beneficios-costos tenemos que:

$$R_{B/C} = \frac{VAB}{VAG} = \frac{\frac{36.214.214.400 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^1}}{28.042.233.836 \text{ Bs}} + \frac{\frac{36.214.214.400 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^2}}{28.042.233.836 \text{ Bs}} + \dots + \frac{\frac{36.214.214.400 \text{ Bs}}{(1 + 0,12)^{25}}}{28.042.233.836 \text{ Bs}}$$

$$R_{B/C} = \frac{2,84033 \times 10^{11} \text{ Bs}}{2,19939 \times 10^{11} \text{ Bs}}$$

$$R_{B/C} = 1,29142$$

La relación beneficio-costos por ser mayor a la unidad se tiene que el proyecto es rentable.

➤ Alternativas Restantes

El cálculo del VAN y la Rb/c de cada una de las alternativas restantes se efectuará de la misma manera, señalada para el caso del ciclo combinado utilizando las turbinas a gas existentes, sin combustible adicional, con una turbina a vapor de 70MW de simple presión para cada una de las subestaciones. Seguidamente, el resultado de los cálculos de cada una de las alternativas dadas en el capítulo 6 se señalará en la tabla resumen 7.1.

Ciclo		FC (Bs)	VAN (Bs)	TIR (%)	VAB (Bs)	VAG (Bs)	R _{B/C}
Turbina a vapor de simple presión con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	1,009174x10 ¹⁰	1,97735x10¹⁰	16,6354652946	3,1236x10 ¹¹	2,33209x10 ¹¹	1,3394
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	1,016226x10 ¹⁰	2,01181x10¹⁰	16,6982927998	3,39126x10 ¹¹	2,51576x10 ¹¹	1,34801
Turbina a vapor de doble presión sin recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	1,016971x10 ¹⁰	2,0385x10¹⁰	16,7753740005	3,54944x10 ¹¹	2,75182x10 ¹¹	1,28985
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	1,025321x10 ¹⁰	2,08289x10¹⁰	16,8590124413	3,81811x10 ¹¹	3,01393x10 ¹¹	1,26682
Turbina a vapor de doble presión con recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	1,007124x10 ¹⁰	1,96126x10¹⁰	16,5983072488	3,04103x10 ¹¹	2,25113x10 ¹¹	1,35089
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	1,01625x10 ¹⁰	2,01174x10¹⁰	16,698118522	3,31138x10 ¹¹	2,51433x10 ¹¹	1,31701
Turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 70MW	1,01678x10 ¹⁰	2,03701x10¹⁰	16,7719918789	3,57185x10 ¹¹	2,77438x10 ¹¹	1,28744
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 70MW	1,02661x10 ¹⁰	2,09296x10¹⁰	16,881556655	3,84168x10 ¹¹	3,0365x10 ¹¹	1,26517
Turbina a vapor de triple presión con recalentamiento y con combustible adicional	Ciclo Combinado: 5 TG MS-5001P y 1 TV de 110MW	1,01108x10 ¹⁰	1,9923x10¹⁰	16,6698789208	3,30762x10 ¹¹	2,51462x10 ¹¹	1,31536
	Ciclo Combinado: 3 TG MS-5001P, 1 TG MS-7001E y 1 TV de 110MW	1,1217x10 ¹⁰	2,04658x10¹⁰	16,7772588400	3,57719x10 ¹¹	2,77664x10 ¹¹	1,28831
Ciclo Combinado Nuevo General Electric S107FA		1,34301x10 ¹⁰	2,50288x10¹⁰	16,3465547958	3,19592x10 ¹¹	2,14257x10 ¹¹	1,49163
3 Turbinas a Gas Nuevas MS-7001		7,156487x10 ⁹	1,592862x10¹⁰	17,4850075000	3,8411x10 ¹¹	3,28021x10 ¹¹	1,1711

Resumen de los resultados obtenidos del VAN, TIR y el RB/C de cada una de las alternativas del capítulo 6.

Tabla 7.1

De la tabla 7.1. se observa que cada una de las alternativas señaladas resultaron ser rentables para la empresa, ya que todas dieron un valor del VAN mayor que cero (0), mientras que la relación beneficios-costos es mayor a la unidad. Los valores del TIR para las alternativas resulto alrededor de 16,74%.



Análisis de Resultados

Al observar los resultados obtenidos en los capítulos 6 y 7 es posible realizar un análisis de estos, considerando los diferentes criterios, conceptos y desarrollos teóricos aparecidos a lo largo de este trabajo especial de grado, dicho análisis se desarrollará a continuación a través de varios ítems, donde se explicará, razonadamente, cada uno de ellos.

- ☒ Para las distintas alternativas que utilizan las turbinas a gas existentes, es posible apreciar que dicho consumo de combustible aumenta al incrementar los niveles de presión de las turbinas a vapor, debido a que las condiciones del vapor, que sale del generador de vapor, son más severas y la cantidad de este se incrementa para cubrir las necesidades de la turbina, requiriéndose así mayor energía la cual viene proporcionada a través del combustible. Pero para niveles de presiones específicos, en este caso doble y triple presión, el consumo de combustible disminuye al implementar el recalentamiento en la turbina a vapor, esto se explica a través de lo señalado en el capítulo 2, donde se menciona que el uso del recalentamiento favorece el incremento del rendimiento del ciclo, lo cual se expresa por una disminución del combustible.

- ☒ Para la alternativa de ciclo combinado nuevo resulta más conveniente el emplazamiento del modelo S107FA en el área disponible en Ampliación Planta Táchira, al lado de las unidades turbinas a gas existentes, ya que en esta zona se realizarían menos trabajos sobre el terreno disminuyendo los costos, además se aprovecharía el área disponible en dicha zona.

- ☒ En el caso de las turbinas a gas nuevas, estas deberán ser instaladas en las dos zonas de la Planta (Planta Viejas Táchira y Ampliación Planta Táchira), permitiendo ocupar el espacio libre en cada una de ellas y un ahorro en los costos, porque se evita la construcción de otra zona destinada a albergar estas unidades.

- ☒ Se hace visible que los costos de operación y mantenimiento son más bajos en la opción de la instalación de tres turbinas a gas MS-7001E, mientras que los mayores costos vienen dados en la alternativa de instalar el ciclo combinado S107FA; esto se debe a la diferencia de tecnología y complejidad, adicional al uso de la turbina a vapor. Más tarde es posible observar que las configuraciones basadas en las turbinas a gas existentes, específicamente las alternativas situadas en la Ampliación Planta Táchira siempre presentan mayor costo de operación y mantenimiento independientemente de la utilización o no de combustible adicional, ya que estos costos dependen directamente de la energía generada, la cual es superior en esta zona de la Planta.

- ☒ Los resultados obtenidos del costo variable anual, resultaron menores cuando se instalaría el ciclo combinado dado con las turbinas a gas existentes donde no se utilizó combustible adicional, seguida de esta se encuentra la opción del ciclo combinado S107FA. El incremento de este costo se debe principalmente al aumento del consumo de combustible, el cual, es el factor más determinante en el cálculo del costo variable.

- ☒ El valor de eficiencia obtenido, luego de realizar la corrección por temperatura y tipo de combustible a los datos suministrados por el fabricante, resultó, para el ciclo combinado S107FA, ser el mayor con 54,82%, mientras el menor con 27,3% fue para las turbinas a gas nuevas.

- ☒ El costo específico de energía generada fue menor en la alternativa del ciclo combinado S107FA, siendo mayor en la alternativa que utiliza las turbinas a gas existentes junto con las turbinas a vapor de triple presión sin recalentamiento en Planta Vieja Táchira; consecuencia de que, el primero tiene mayor generación de energía y un costo total anual menor al segundo, el cual tiene menos energía generada.

- ☒ El Valor Actual Neto (VAN) de las opciones presentadas alcanzó el mayor valor para el caso del ciclo combinado S107FA ($2,50288 \times 10^{10}$ Bs), siendo el menor en las turbinas a gas nuevas MS-7001E ($1,5928 \times 10^{10}$ Bs), esto se debe a que los valores de costo variable

anual son mayores y la energía generada es menor para las turbinas a gas nuevas, haciendo a la diferencia (vease capítulo 7) que define al flujo de caja (FC), menor, que para el caso del ciclo S107FA, como ambas opciones fueron analizadas con la misma tasa de interés ($r = 12\%$) y el mismo tiempo de vida útil ($n = 25$ años), se tiene que el menor resultado del VAN será para aquella alternativa que presente menor flujo de caja, correspondiente a la alternativa de instalar turbinas a gas nuevas.

- ☒ La mayor Tasa Interna de Retorno obtenida es de 17,485% pertenece a la alternativa que utiliza tres (3) unidades MS-7001E, por lo que esta opción permite utilizar tasas de interés más altas, siendo este el valor limite que define la aceptabilidad del proyecto. El valor de TIR para el resto de las opciones se encuentra alrededor de 16,74%, es por esto que todas las opciones presentadas resultan rentables, ya que por sugerencia de C.A.D.A.F.E. se utilizo una tasa de interés del 12%.

- ☒ De acuerdo al caudal obtenido para el sistema de enfriamiento del condensador y según la información proporcionada por el fabricante Sulzer se determina el número de torres de enfriamiento, que para todas las opciones planteadas se estableció en seis (6) torres (vease Capítulo 6), por ser esta cantidad suficiente para cubrir las necesidades de flujo y temperatura de agua necesarias en el condensador, además que por sus dimensiones se cumple con las limitantes físicas establecidas en los criterios de ubicación; sin embargo este número puede variar según el fabricante y la capacidad de enfriamiento del modelo de torre que se seleccione.



Conclusiones

- ☑ El área disponible de la Planta hace posible la instalación de todas las alternativas presentadas.
- ☑ Los valores obtenidos, utilizando las turbinas a gas existente, son válidos solo si se lleva a cabo la rehabilitación de las unidades existentes.
- ☑ El incremento de los niveles de presión en las turbinas a vapor ocasiona un mayor consumo de combustible. El uso de recalentamiento, en cada nivel de presión, disminuye el consumo de combustible.
- ☑ Los costos de operación y mantenimiento resultaron considerablemente altos en la alternativa de ciclo combinado S107FA, exactamente 8.720.420.786,47 Bs, y menos significativo en la instalación de turbinas a gas MS-7001E, con 7.371.443.649,69Bs (2.457.147.883,23 Bs x 3).
- ☑ El costo variable anual fue superior en la opción de turbinas a gas nuevas, 41.822.660.554,2Bs (13.940.886.851,4Bs x 3), e inferior en la opción del ciclo combinado utilizando las turbinas existentes sin combustible adicional en Planta Vieja Táchira, para la que se obtuvo 23.925.690.840 Bs.
- ☑ La mayor eficiencia del ciclo combinado utilizando las turbinas existentes es para el caso de doble presión con recalentamiento de Ampliación Planta Táchira, con un valor de 40,67%; siendo menor en la alternativa de triple presión sin recalentamiento en Planta Vieja Táchira, con un 30,74%.

- ☑ De todas las alternativas analizadas en este trabajo, el valor más elevado de eficiencia de las opciones señaladas resulto ser para el caso del ciclo combinado S107FA, con una eficiencia de 54,82%.
- ☑ El ciclo combinado con las turbinas existentes que obtuvo el menor costo específico de energía generada (ceeg) fue el caso de ciclo con una turbina a vapor de doble presión con recalentamiento ubicada en Ampliación Planta Táchira, con 25,29Bs/(kWh); y mayor en la opción de la turbina a vapor de triple presión sin recalentamiento en Planta Vieja Táchira, con 30,28Bs/(kWh).
- ☑ El ciclo combinado S107FA cuenta con el valor mas bajo de costo específico de energía generada (ceeg = 22,88Bs/(kWh), convirtiéndolo en una opción muy atractiva para C.A.D.A.F.E.
- ☑ El Valor Actual Neto (VAN) para todas las alternativas presentadas alcanzo valores mayores que cero, siendo el mayor valor para la opción del ciclo combinado S107FA con $2,50288 \times 10^{10}$ Bs.
- ☑ La relación beneficio-costo de cada una de las opciones es mayor que la unidad, por consecuencia se recuperará la inversión realizada en cada opción para el tiempo estudiado de 25 años.
- ☑ De acuerdo al estudio más reciente de gastos instantáneos (mínimos, medios y máximos) del Río La Grita se observó que este es capaz de abastecer a las turbinas a vapor del ciclo combinado, por lo que, se hace posible el estudio de la instalación de este tipo de ciclo. Además, se permite la colocación de torres de enfriamiento que facilitan la recirculación del agua evitando un consumo excesivo de ésta.
- ☑ De acuerdo con la Sulzer y el caudal necesario para el sistema de enfriamiento, se seleccionaron seis (6) torres de enfriamiento con una Potencia_{40/30°C} de 14.244 kW.

- ☑ El mayor valor obtenido de Tasa Interna de Retorno es para la alternativa que utiliza tres (3) turbinas a gas nuevas MS-7001E, siendo este valor 17,485%; mientras que el menor valor obtenido de TIR es para la opción del ciclo combinado S107FA, con un 16,348%.

- ☑ Debido a los valores de eficiencia, el costo específico de energía generada, costo total anual y la energía generada, comparados en cada una de las alternativas se tiene que la opción más recomendable a instalar es la del ciclo combinado S107FA.




Recomendaciones


- ▶ Una vez seleccionada la alternativa más atractiva para C.A.D.A.F.E. se recomienda continuar con una evaluación tecno-económica acorde con la inversión.
- ▶ Se hace indispensable la realización de un plan de entrenamiento que permita capacitar técnicamente al personal destinado a trabajar con los equipos que integren el ciclo combinado, con el fin de mantener las unidades en buen estado y proporcionando al personal la habilidad de solventar percances inesperados.
- ▶ Se recomienda cumplir de forma cabal los planes de mantenimiento sugeridos por los fabricantes de los equipos.
- ▶ Para lograr un mayor rendimiento de la Planta se debe considerar la posibilidad de trasladar combustible gaseoso para el funcionamiento de las turbinas a gas.
- ▶ Debido al aumento del consumo de agua, es recomendable la colocación de una presa en el río la Grita, que permita la toma de agua en una mayor cantidad, asegurando de esta manera la disponibilidad de ésta en época de sequía.
- ▶ Con el fin de garantizar la seguridad industrial de la Planta se recomienda realizar inspecciones a los sistemas y equipos de emergencia para comprobar su correcto funcionamiento para situaciones repentinas.
- ▶ Es conveniente facilitar los recursos indispensables para el apropiado funcionamiento de las unidades y equipos auxiliares.


- ▶ Considerar la desinstalación de las turbinas a gas que se encuentran desincorporadas, con el fin de aprovechar en un futuro esa área actualmente ocupada.


Bibliografía


 **Aguilar R., Martiniano.** 1981. “Criterios de Diseño de Plantas Termoeléctricas”. Primera Edición. Limusa. México.

 **Avallone, Eugene y Baumeister III.** 1995. “Manual del Ingeniero Mecánico”. Tercera Edición en Español. McGraw-Hill. México.

 **Casanova Bazan, M.** 1964. “Turbinas de Gas”. Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería. U.C.V. Caracas, Venezuela.

 **Casanova Bazan, M.** 1981. “Estudio de Factibilidad. Planta Guanta. Ciclo Combinado”. C.A. de Administración y Fomento Eléctrico. Venezuela.


 **Cengel, Yunus.** 1996. “Termodinámica”. 2ª Ed. McGraw-Hill. México.


 **COVENIN 2112:1995.** 1995. “Norma Venezolana Emisiones de Fuentes Fijas Determinación Visual de la Opacidad”. Venezuela.


 **COVENIN 1565:1995.** 1995. Norma Venezolana Ruido Convencional. Venezuela


 **General Electric.** “MS-5000 Manual”. U.S.A.


 **General Electric.** “MS-7000 Manual”. U.S.A.


 **Lucini, M.** 1972. “Gas Turbine Theory”. 2ª Ed. Londres, Inglaterra.


 **Mata, José Luis.** 1999. “Análisis Técnico-Económico de los Ciclos Combinados usando Turbinas de Combustión de tecnología avanzada”. Tesis. Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería. U.C.V. Caracas, Venezuela


 **Ministerio del Ambiente y los Recursos Naturales Renovables.** 1992. “Ley Penal del Ambiente y sus Normas Técnicas”., Caracas Venezuela.

 **Morse, Frederich Tracy.** 1980. “Centrales Eléctricas”. Editorial Continental. México.


 **Quero M. Cesar y Villalobos, Nerio.** 2000. “Estudio de Factibilidad de Actualización Tecnológica de la Planta de Punto Fijo de C.A.D.A.F.E.”. Tesis. Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería. U.C.V. Caracas, Venezuela.


 **Rivero, Alexis y otros.** 1984. “estudio de Emplazamiento de Plantas Termoeléctricas a Nivel Nacional. Ciclos Combinados”. Asincro. Venezuela.

 **Shegliaev, A.V.** 1978. “Turbinas de Vapor; la teoría del proceso técnico y las construcciones”. Editorial Mir. Moscú, Rusia.

 **Skrotzki, Bernhardt.** 1950. “Steam and Gas Turbines”. McGraw-Hill book company. New York, E.U.


 **Sobrevila, Marcelo A.** 1977. “Centrales Eléctricas y Estaciones Transformadoras”. Primera Edición. Marimar. Buenos Aire, Argentina.

 **Van Wylen, Gordon J.** 1972. “Fundamentos de Termodinámica”. Editorial Limusa. México.

 **Vivier, Lucien.** 1968. “Turbinas de Vapor y de Gas, teoría, construcción, empleo”. Ediciones Urmo. Bilbao, España.



Páginas de internet

-  www.alstom.com
-  www.generalelectric.com
-  www.minneapolisfed.org/economy/calc/cpihome.html
-  www.monografias.com
-  www.siemens.com
-  www.sulzer.com

Doble Presión Sin Recalentamiento

Alta Presión

$P_{\text{alta Presión}}$	8,26	Mpa
$T_{\text{alta Presión}}$	538	°C
$h_{\text{alta Presión}}$	3488,81	KJ/Kg
$S_{\text{alta Presión}}$	6,8242	KJ/KgK

Descarga

S_{descarga}	8,0672	KJ/KgK
T_{descarga}	50	°C
P_{descarga}	12,35	Kpa
h_{descarga}	2589,17	KJ/Kg

Solo Alta Presión

m_{AP}	122,271131	Kg/s
m_{CombAP}	4,47110958	Kg/s
m_{CombAP}	16095,9945	Kg/hr

Baja Presión

$P_{\text{baja Presión}}$	0,55	MPa
$T_{\text{baja Presión}}$	508,5	°C
$h_{\text{baja Presión}}$	3501,81	KJ/Kg
$S_{\text{baja Presión}}$	8,0672	KJ/KgK

E_c	44194	KJ/Kg
Potencia	110000	KW
C_p	1,0035	KJ/KgK
T_5	455,37	K
T_4	792,65	K
m_g	597,7825	Kg/s
$h_{\text{entradaGVCR}}$	218,03	KJ/K

Solo Baja Presión

m_{BP}	120,529453	Kg/s
m_{CombBP}	13,53391771	Kg/s
m_{CombBP}	48722,10374	Kg/hr

Seleccionando un flujo másico de vapor total igual

m_{Vapor}	121	Kg/s
x	27,3006993	%
m_{AP}	33,0338462	Kg/s
m_{BP}	87,9661538	Kg/s

Doble Presión Con Recalentamiento

Alta Presión

P _{alta Presión}	9,98	Mpa
T _{alta Presión}	538	°C
h _{alta Presión}	3471,565	KJ/Kg
S _{alta Presión}	6,7189	KJ/KgK

Baja Presión

P _{baja Presión}	0,55	MPa
T _{baja Presión}	305	°C
h _{baja Presión}	3023,267	KJ/Kg
S _{baja Presión}	6,6866	KJ/KgK

Recalentamiento

P _{recal}	2,405	Mpa
T _{antesrecal}	313,4625	°C
S _{antesrecal}	6,7189	KJ/KgK
h _{antesrecal}	3043,056	KJ/Kg
T _{despuesrecal}	538	°C
S _{despuesrecal}	7,4473	KJ/KgK
h _{despuesrecal}	3548,13	KJ/Kg

Descarga

S _{descarga}	6,6866	KJ/KgK
T _{descarga}	50	°C
P _{descarga}	12,35	Kpa
h _{descarga}	2187,43	KJ/Kg

Ec	44194 KJ/Kg
Potencia	110000 KW
Cp	1,0035 KJ/KgK
T5	455,37 K
T4	792,65 K
mg	597,7825 Kg/s
h _{entradaGVCR}	218,03 KJ/K

Solo Alta Presión

m _{AP}	61,4796818	Kg/s
m _{CombAP}	0,6505936	Kg/s
m _{CombAP}	2342,13695	Kg/hr

Solo Baja Presión

m _{BP}	131,6046071	Kg/s
m _{CombBP}	5,279595119	Kg/s
m _{CombBP}	19006,54243	Kg/hr

Seleccionando un flujo másico de vapor total igual

m _{Vapor}	75	Kg/s
x	66,1682603	%
m _{AP}	49,6261952	Kg/s
m _{BP}	25,3738048	Kg/s

m _{Comb}	1,253094269	Kg/s
m _{Comb}	4511,139368	Kg/hr

Triple Presión Sin Recalentamiento

Alta Presión

$P_{\text{alta Presión}}$	8,6	Mpa
$T_{\text{alta Presión}}$	538	°C
$h_{\text{alta Presión}}$	3485,2352	KJ/Kg
$S_{\text{alta Presión}}$	6,8022	KJ/KgK

Baja Presión

$P_{\text{baja Presión}}$	0,17	Mpa
$T_{\text{baja Presión}}$	180	°C
$h_{\text{baja Presión}}$	2831,596	KJ/Kg
$S_{\text{baja Presión}}$	7,5148	KJ/KgK

E_c	44194	KJ/Kg
Potencia	110000	KW
C_p	1,0035	KJ/KgK
T_5	455,37	K
T_4	792,65	K
m_g	597,7825	Kg/hr
$h_{\text{entradaGVCR}}$	189,95	KJ/K

Media Presión

$P_{\text{media Presión}}$	1,07	MPa
$T_{\text{media Presión}}$	300	°C
$h_{\text{media Presión}}$	3049,31	KJ/Kg
$S_{\text{media Presión}}$	7,09	KJ/KgK

Descarga

S_{descarga}	7,5148	KJ/KgK
T_{descarga}	45,35	°C
P_{descarga}	9,74	Kpa
h_{descarga}	2359,6978	KJ/Kg
Calidad	0,9084074	

Solo Alta Presión

m_{AP}	97,731093	Kg/s
m_{combAP}	2,7091024	Kg/s
m_{combAP}	9752,7688	Kg/hr

Solo Media Presión

m_{MP}	159,50994	Kg/s
m_{combMP}	5,7421956	Kg/s
m_{combMP}	20671,904	Kg/hr

Solo Baja Presión

m_{BP}	233,10113	Kg/s
m_{combBP}	9,3552271	Kg/s
m_{combBP}	33678,817	Kg/hr

Seleccionando un flujo másico de vapor tot Suponiendo

m_{vapor}	135	Kg/s
--------------------	-----	------

x_2 37,416492 %

m_{AP}	54	Kg/s
m_{MP}	50,512265	Kg/s
m_{BP}	30,487735	Kg/s

x_1	0,4	%
-------	-----	---

m_{comb}	4,538856	Kg/s
m_{comb}	16339,882	Kg/hr

Triple Presión Con Recalentamiento

Alta Presión

$P_{\text{alta Presión}}$	9,98	Mpa
$T_{\text{alta Presión}}$	538	°C
$h_{\text{alta Presión}}$	3470,53	KJ/Kg
$S_{\text{alta Presión}}$	6,7189	KJ/KgK

Media Presión

$P_{\text{media Presión}}$	2,405	MPa
$T_{\text{media Presión}}$	305	°C
$h_{\text{media Presión}}$	3023,267	KJ/Kg
$S_{\text{media Presión}}$	6,6866	KJ/KgK

Recalentamiento

P_{recal}	2,405	Mpa
$T_{\text{antesrecal}}$	313,43	°C
$S_{\text{antesrecal}}$	6,7189	KJ/KgK
$h_{\text{antesrecal}}$	3043,028	KJ/Kg
$T_{\text{despuesrecal}}$	538	°C
$S_{\text{despuesrecal}}$	7,4473	KJ/KgK
$h_{\text{despuesrecal}}$	3548,13	KJ/Kg

Baja Presión

$P_{\text{baja Presión}}$	0,28	Mpa
$T_{\text{baja Presión}}$	260	°C
$h_{\text{baja Presión}}$	2988,584	KJ/Kg
$S_{\text{baja Presión}}$	7,592	KJ/KgK

Descarga

S_{descarga}	7,592	KJ/KgK
T_{descarga}	43	°C
P_{descarga}	8,66	Kpa
h_{descarga}	2386,94	KJ/Kg
Calidad	0,9195074	

Ec	44194	KJ/Kg
Potencia	110000	KW
Cp	1,0035	KJ/KgK
T5	455,37	K
T4	792,65	K
mg	597,7825	Kg/s
$h_{\text{entradaGVCR}}$	180,08	KJ/K

Solo Alta Presión

m_{AP}	69,239349	Kg/s
m_{CombAP}	1,3684165	Kg/s

Solo Baja Presión

m_{BP}	182,83237	Kg/s
m_{combBP}	7,0407679	Kg/s

Solo Media Presión

m_{MP}	172,8671	Kg/s
m_{combMP}	6,5431444	Kg/s

Seleccionando un flujo másico de vapor tot Suponiendo

m_{vapor}	100	Kg/s
X_2	28,1	%
m_{AP}	49,5	Kg/s
m_{MP}	28,1	Kg/s
m_{BP}	22,4	Kg/s

X_1	0,495	%
-------	-------	---

Doble Presión Sin Recalentamiento

Alta Presión

P _{alta Presión}	8,26	Mpa
T _{alta Presión}	538	°C
h _{alta Presión}	3488,81	KJ/Kg
S _{alta Presión}	6,8242	KJ/KgK

Baja Presión

P _{baja Presión}	0,55	MPa
T _{baja Presión}	508,5	°C
h _{baja Presión}	3501,88	KJ/Kg
S _{baja Presión}	8,0672	KJ/KgK

Descarga

S _{descarga}	8,0672	KJ/KgK
T _{descarga}	50	°C
P _{descarga}	12,35	Kpa
h _{descarga}	2589,17	KJ/Kg

Ec	44194	KJ/Kg
Potencia	110000	KW
Cp	1,0035	KJ/KgK
T5	455,37	K
T4	792,65	K
mg	547,623	Kg/s
h _{entradaGVCR}	218,03	KJ/K

Solo Alta Presión

m _{AP}	122,271131	Kg/s
m _{CombAP}	4,85525694	Kg/s
m _{CombAP}	17478,925	Kg/hr

Solo Baja Presión

m _{BP}	120,520209	Kg/s
m _{combBP}	13,14927438	Kg/s
m _{combBP}	47337,38777	Kg/hr

Seleccionando un flujo másico de vapor total igual

m _{vapor}	121	Kg/s
x	27,6900605	%
m _{AP}	33,5049732	Kg/s
m _{BP}	87,4950268	Kg/s

Doble Presión Con Recalentamiento

Alta Presión

P _{alta Presión}	9,98	Mpa
T _{alta Presión}	538	°C
h _{alta Presión}	3471,565	KJ/Kg
S _{alta Presión}	6,7189	KJ/KgK

Recalentamiento

P _{recal}	2,405	Mpa
T _{antesrecal}	313,4625	°C
S _{antesrecal}	6,7189	KJ/KgK
h _{antesrecal}	3043,056	KJ/Kg
T _{despuesrecal}	538	°C
S _{despuesrecal}	7,4473	KJ/KgK
h _{despuesrecal}	3548,13	KJ/Kg

Descarga

S _{descarga}	6,6866	KJ/KgK
T _{descarga}	50	°C
P _{descarga}	12,35	Kpa
h _{decarga}	2187,43	KJ/Kg

Solo Alta Presión

m _{AP}	61,4796818	Kg/s
m _{CombAP}	1,03474096	Kg/s
m _{CombAP}	3725,06745	Kg/hr

Seleccionando un flujo másico de vapor total igual

m _{vapor}	75	Kg/s
--------------------	----	------

x 66,1682603 %

m _{AP}	49,6261952	Kg/s
m _{BP}	25,3738048	Kg/s

Baja Presión

P _{baja Presión}	0,55	MPa
T _{baja Presión}	305	°C
h _{baja Presión}	3023,267	KJ/Kg
S _{baja Presión}	6,6866	KJ/KgK

Ec	44194	KJ/Kg
Potencia	110000	KW
Cp	1,0035	KJ/KgK
T5	455,37	K
T4	792,65	K
mg	547,623	Kg/s
h _{entradaGVCR}	218,03	KJ/K

Solo Baja Presión

m _{BP}	131,6046071	Kg/s
m _{combBP}	5,66374248	Kg/s
m _{combBP}	20389,47293	Kg/hr

m _{Comb}	1,637241629	Kg/s
-------------------	-------------	------

m _{Comb}	5894,069865	Kg/hr
-------------------	-------------	-------

Triple Presión Sin Recalentamiento

Alta Presión

P _{alta Presión}	8,6	Mpa
T _{alta Presión}	538	°C
h _{alta Presión}	3485,2352	KJ/Kg
S _{alta Presión}	6,8022	KJ/KgK

Baja Presión

P _{baja Presión}	0,17	Mpa
T _{baja Presión}	180	°C
h _{baja Presión}	2831,596	KJ/Kg
S _{baja Presión}	7,5148	KJ/KgK

Ec	44194 KJ/Kg
Potencia	110000 KW
Cp	1,0035 KJ/KgK
T5	455,37 K
T4	792,65 K
mg	547,623 Kg/hr
h _{entradaGVCR}	189,95 KJ/K

Media Presión

P _{media Presión}	1,07	MPa
T _{media Presión}	300	°C
h _{media Presión}	3049,31	KJ/Kg
S _{media Presión}	7,09	KJ/KgK

Descarga

S _{descarga}	7,5148	KJ/KgK
T _{descarga}	45,35	°C
P _{descarga}	9,74	Kpa
h _{decarga}	2359,6978	KJ/Kg
Calidad	0,9084074	

Solo Alta Presión

m _{AP}	97,731093	Kg/s
m _{combAP}	3,0932498	Kg/s
m _{combAP}	11135,699	Kg/hr

Solo Media Presión

m _{MP}	159,50994	Kg/s
m _{combMP}	6,126343	Kg/s
m _{combMP}	22054,835	Kg/hr

Solo Baja Presión

m _{BP}	233,10113	Kg/s
m _{combBP}	9,7393744	Kg/s
m _{combBP}	35061,748	Kg/hr

Seleccionando un flujo másico de vapor tot Suponiendo

m _{vapor}	135	Kg/s
--------------------	-----	------

x₂ 37,416492 %

m _{AP}	54	Kg/s
m _{MP}	50,512265	Kg/s
m _{BP}	30,487735	Kg/s

x ₁	0,4	%
----------------	-----	---

m _{comb}	4,9230034	Kg/s
m _{comb}	17722,812	Kg/hr

Triple Presión Con Recalentamiento

Alta Presión

P _{alta Presión}	9,98	Mpa
T _{alta Presión}	538	°C
h _{alta Presión}	3471,565	KJ/Kg
S _{alta Presión}	6,7189	KJ/KgK

Media Presión

P _{media Presión}	2,405	MPa
T _{media Presión}	305	°C
h _{media Presión}	3023,267	KJ/Kg
S _{media Presión}	6,6866	KJ/KgK

Recalentamiento

P _{recal}	2,405	Mpa
T _{antesrecal}	313,43	°C
S _{antesrecal}	6,7189	KJ/KgK
h _{antesrecal}	3043,028	KJ/Kg
T _{despuesrecal}	538	°C
S _{despuesrecal}	7,4473	KJ/KgK
h _{despuesrecal}	3548,13	KJ/Kg

Baja Presión

P _{baja Presión}	0,28	Mpa
T _{baja Presión}	260	°C
h _{baja Presión}	2988,584	KJ/Kg
S _{baja Presión}	7,592	KJ/KgK

Descarga

S _{descarga}	7,592	KJ/KgK
T _{descarga}	42,91	°C
P _{descarga}	8,66	Kpa
h _{decarga}	2386,94	KJ/Kg
Calidad	0,9195074	

Ec	44194	KJ/Kg
Potencia	110000	KW
Cp	1,0035	KJ/KgK
T5	455,37	K
T4	792,65	K
mg	547,623	Kg/s
h _{entradaGVCR}	218,03	KJ/K

Solo Alta Presión

m _{AP}	69,19427	Kg/s
m _{CombAP}	1,6908947	Kg/s

Solo Media Presión

m _{MP}	172,8671	Kg/s
m _{combMP}	6,7788484	Kg/s

Solo Baja Presión

m _{BP}	182,83237	Kg/s
m _{combBP}	7,2679146	Kg/s

Seleccionando un flujo másico de vapor tot Suponiendo

m _{vapor}	100	Kg/s
x ₂	28,1	%
m _{AP}	49,5	Kg/s
m _{MP}	28,1	Kg/s
m _{BP}	22,4	Kg/s

x ₁	0,495	%
----------------	-------	---

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 70 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.**

años	costo
1	6926678562
2	5938399229
3	5091124858
4	4364737249
5	3741988615
6	3208092033
7	2750370338
8	2357955108
9	2021528597
10	1733102490
11	1485828222
12	1273834362
13	1092087200
14	936271219,8
15	802686632,6
16	688161524,8
17	589976542,4
18	505800321,7
19	433634131,3
20	371764413,2
21	318722095,3
22	273247708,6
23	234261481,6
24	200837701,5
25	172182734
Total	47513273369

Datos	
Ener. Gener.	1,20320E+09
Ceeg	26,6
CVA	23.925.690.840,0
Capital	4,75200E+10
ingreso anual	3,20E+10
Ganancia anual	8,07943E+09
Flujo de Caja	8,08E+09
VAN=	-6726630,842

TIR	0,166421841000
------------	-----------------------

TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:

3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 70 MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.

años	costo
1	6997763257
2	5992267139
3	5131248965
4	4393948956
5	3762590270
6	3221950387
7	2758994085
8	2362559147
9	2023087238
10	1732393443
11	1483468920
12	1270311917
13	1087783064
14	931481456,6
15	797638548
16	683027288,1
17	584884315,7
18	500843331,9
19	428878047,1
20	367253325,7
21	314483350,6
22	269295799
23	230601166,1
24	197466496
25	169092887,5
Total	47693312801

Datos	
Ener. Gener.	1,36864E+09
Ceeg	26,46
CVA	28.042.233.836,0
Capital	4,77015E+10
ingreso anual	3,62E+10
Ganancia anual	8,17198E+09
Flujo de Caja	8,17E+09
VAN=	-8187199,085

TIR	0,16779894720100
------------	-------------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LAS OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.**

años	costo
1	8652380376
2	7418309992
3	6360252410
4	5453103302
5	4675338919
6	4008505395
7	3436780901
8	2946600241
9	2526332993
10	2166007557
11	1857074563
12	1592204016
13	1365111385
14	1170408488
15	1003475645
16	860352074,3
17	737641910,3
18	632433632,8
19	542230985,4
20	464893747,4
21	398586953,1
22	341737354,2
23	292996091,1
24	251206689,5
25	215377620,2
Total	59369343241

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	26,48
CVA	29.734.175.889,3
Capital	5,93775E+10
ingreso anual	3,98E+10
Ganancia anual	1,00917E+10
Flujo de Caja	1,01E+10
VAN=	-8156759,037

TIR	0,166354652946
------------	-----------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.**

años	costo
1	8708434383
2	7462349426
3	6394566062
4	5479571216
5	4695502466
6	4023625670
7	3447887346
8	2954531093
9	2531768908
10	2169499525
11	1859067063
12	1593054207
13	1365104981
14	1169772880
15	1002390739
16	858959214,6
17	736051225,8
18	630730071,7
19	540479262
20	463142389,7
21	396871606,7
22	340083472,7
23	291421120,7
24	249721837,1
25	213989280,5
Total	59578575445

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Coeg	25,9
CVA	33.075.901.745,8
Capital	5,95885E+10
ingreso anual	4,32E+10
Ganancia anual	1,01626E+10
Flujo de Caja	1,02E+10
VAN=	-9924555,411

TIR	0,166982927998
------------	-----------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
DOBLE PRESION SIN RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	8708783636
2	7457722752
3	6386383102
4	5468946819
5	4683304905
6	4010524433
7	3434392282
8	2941024434
9	2518531376
10	2156731587
11	1846906169
12	1581588743
13	1354385508
14	1159821169
15	993206983,3
16	850527769
17	728345146,7
18	623714676,9
19	534114904,1
20	457386592,6
21	391680691,7
22	335413776,3
23	287229888,3
24	245967859,9
25	210633330,8
Total	59367268535

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	30,09
CVA	35.085.645.338,5
Capital	5,93775E+10
ingreso anual	4,53E+10
Ganancia anual	1,01697E+10
Flujo de Caja	1,02E+10
VAN=	-10231464,810

TIR	0,167753740050
------------	-----------------------

TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:

3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.

DOBLE PRESION SIN RECALENTAMIENTO.

años	costo
1	8774000368
2	7508193151
3	6425001370
4	5498079469
5	4704882708
6	4026118833
7	3445278844
8	2948235461
9	2522899517
10	2158925927
11	1847462067
12	1580932466
13	1352854549
14	1157680970
15	990664687,4
16	847743504,5
17	725441270,5
18	620783331,4
19	531224180,7
20	454585546,8
21	389003413
22	332882680,5
23	284858372,1
24	243762433,2
25	208595321,9
Total	59580090442

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	29,16
CVA	38.427.660.218,0
Capital	5,95885E+10
ingreso anual	4,87E+10
Ganancia anual	1,02532E+10
Flujo de Caja	1,03E+10
VAN=	-8409558,244

TIR	0,1685901244130
------------	------------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
DOBLE PRESION CON RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	8637549467
2	7407954430
3	6353397922
4	5448962401
5	4673277451
6	4008014834
7	3437455422
8	2948117775
9	2528439602
10	2168504553
11	1859807920
12	1595055678
13	1367992140
14	1173252144
15	1006234286
16	862992190,3
17	740141268,5
18	634778742,5
19	544415058,4
20	466915061,8
21	400447547,5
22	343441990,7
23	294551438
24	252620681,2
25	216658961,1
Total	59370978962

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	25,78
CVA	28.701.883.534,1
Capital	5,93775E+10
ingreso anual	3,88E+10
Ganancia anual	1,00712E+10
Flujo de Caja	1,01E+10
VAN=	-6521037,651

TIR	0,1659830724880
------------	------------------------

TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:

3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.

DOBLE PRESION CON RECALENTAMIENTO.

años	costo
1	8708363978
2	7462300239
3	6394533463
4	5479551465
5	4695492553
6	4023623185
7	3447890365
8	2954538092
9	2531778687
10	2169511144
11	1859079797
12	1593067498
13	1365118408
14	1169786133
15	1002403593
16	858971511,8
17	736062862,6
18	630740985,3
19	540489421,2
20	463151786,9
21	396880252
22	340091388,8
23	291428339,3
24	249728395,8
25	213995220,3
Total	59578578762

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	25,29
CVA	32.057.640.684,1
Capital	5,95885E+10
ingreso anual	4,22E+10
Ganancia anual	1,01625E+10
Flujo de Caja	1,02E+10
VAN=	-9921238,116

TIR	0,1669811852240
------------	------------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
TRIPLE PRESION SIN RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	8707409515
2	7456761998
3	6385745313
4	5468559036
5	4683108464
6	4010472365
7	3434447165
8	2941156616
9	2518717519
10	2156953460
11	1847149667
12	1581843075
13	1354642539
14	1160074875
15	993453015,8
16	850763098,1
17	728567770,7
18	623923390,4
19	534309109,9
20	457566152
21	391845805,4
22	335564889,4
23	287367616,1
24	246092929,9
25	210746537,7
Total	59367241923

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	30,28
CVA	35.373.304.468,2
Capital	5,93775E+10
ingreso anual	4,55E+10
Ganancia anual	1,01678E+10
Flujo de Caja	1,02E+10
VAN=	-10258076,799

TIR	0,167719918789
------------	-----------------------

TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:

3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.

TRIPLE PRESION SIN RECALENTAMIENTO.

años	costo
1	8783293571
2	7514695922
3	6429325667
4	5500718720
5	4706233282
6	4026497778
7	3444938529
8	2947375640
9	2521677264
10	2157463792
11	1845854773
12	1579252386
13	1351156189
14	1156004615
15	989039372,8
16	846189425,5
17	723971728,1
18	619406302,2
19	529943577
20	453402223,7
21	387915969,6
22	331888093,1
23	283952492,3
24	242940375,2
25	207851762,2
Total	59580989448

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	29,34
CVA	38.715.319.348,5
Capital	5,95885E+10
ingreso anual	4,90E+10
Ganancia anual	1,02661E+10
Flujo de Caja	1,03E+10
VAN=	-7510551,760

TIR	0,168815566550
------------	-----------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
TRIPLE PRESION CON RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	8666171250
2	7427942267
3	6366632361
4	5456963203
5	4677268249
6	4008976689
7	3436171123
8	2945208442
9	2524394873
10	2163707459
11	1854555331
12	1589575089
13	1362455420
14	1167786778
15	1000932536
16	857918552,1
17	735338512,4
18	630272799,8
19	540218954,2
20	463032069
21	396873703,2
22	340168093,8
23	291564624
24	249905654,1
25	214198948,7
Total	59368232981

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	28,04
CVA	32.061.348.496,0
Capital	5,93775E+10
ingreso anual	4,22E+10
Ganancia anual	1,01108E+10
Flujo de Caja	1,01E+10
VAN=	-9267019,182

TIR	0,166698789208
------------	-----------------------

TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:

3 TG MS-5001, 1 TG MS-7001+ 1 TV DE 110 MW. AMPLIACION PLANTA TACHIRA.

TRIPLE PRESION CON RECALENTAMIENTO.

años	costo
1	8740499183
2	7484761407
3	6409434078
4	5488597828
5	4700057096
6	4024805131
7	3446565864
8	2951401588
9	2527377011
10	2164271573
11	1853333088
12	1587066789
13	1359054672
14	1163800802
15	996598838,3
16	853418594
17	730808895,8
18	625814396,2
19	535904339,5
20	458911560,3
21	392980247,9
22	336521213,7
23	288173586
24	246772008,1
25	211318548,7
Total	59578248340

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	27,32
CVA	35.402.185.467,5
Capital	5,95885E+10
ingreso anual	4,56E+10
Ganancia anual	1,02069E+10
Flujo de Caja	1,02E+10
VAN=	-10251660,394

TIR	0,1677725858400
------------	------------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
CICLO COMBINADO S107FA**

años	costo
1	11543228917
2	9921418763
3	8527471037
4	7329371335
5	6299603240
6	5414516357
7	4653783145
8	3999932059
9	3437946286
10	2954918856
11	2539756214
12	2182923438
13	1876225250
14	1612617798
15	1386046884
16	1191308919
17	1023931410
18	880070245,2
19	756421405,7
20	650145083,4
21	558800460
22	480289649,3
23	412809515,6
24	354810261,8
25	304959835,2
Total	80293306364

Datos	
Ener. Gener.	1.780.940.725,61000
Ceeg	22,88
CVA	27.317.774.644,6
Capital	8,03057E+10
ingreso anual	4,07E+10
Ganancia anual	1,34301E+10
Flujo de Caja	1,34E+10
VAN=	-12403635,898

TIR	0,163465547958
------------	-----------------------

**TASA INTERNA DE RETORNO PARA LA OPCION DE:
TURBINAS A GAS NUEVAS MS-7001**

años	costo
1	6091404685
2	5184835763
3	4413189286
4	3756385074
5	3197331433
6	2721480384
7	2316449087
8	1971697612
9	1678254659
10	1428484106
11	1215886296
12	1034928900
13	880902952,7
14	749800311,9
15	638209357,8
16	543226213,6
17	462379179,4
18	393564412,4
19	334991179,5
20	285135258,2
21	242699272,3
22	206578930,8
23	175834291,7
24	149665302,3
25	127390979,9
Total	40200704927

Datos	
Ener. Gener.	1.638.098.588,82000
Ceeg	29,9
CVA	41.822.660.554,2
Capital	4,02007E+10
ingreso anual	4,90E+10
Ganancia anual	7,15649E+09
Flujo de Caja	7,16E+09
VAN=	-72,736

TIR	0,1748500750000
------------	------------------------

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 70 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.**

años	costo
1	7213776036
2	6440871460
3	5750778090
4	5134623294
5	4584485084
6	4093290254
7	3654723441
8	3263145929
9	2913523151
10	2601359956
11	2322642818
12	2073788231
13	1851596634
14	1653211281
15	1476081501
16	1317929911
17	1176723135
18	1050645656
19	938076478,9
20	837568284,7
21	747828825,6
22	667704308,6
23	596164561,3
24	532289786,8
25	475258738,2
Total	63368086848

Datos	
Ener. Gener.	1,20320E+09
Ceeg	26,6
CVA	23.925.690.840,0
Capital	4,75200E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	3,20E+10
Ganancia anual	8,07943E+09
Flujo de Caja	8,08E+09
VAN=	1,58481E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001 + 1 TG MS-7001+ 1 TV DE 70 MW.
AMPLIACION PLANTA TACHIRA.**

años	costo
1	7296411218
2	6514652873
3	5816654351
4	5193441385
5	4637001236
6	4140179675
7	3696588996
8	3300525889
9	2946898115
10	2631159032
11	2349249135
12	2097543871
13	1872807028
14	1672149132
15	1492990296
16	1333027050
17	1190202723
18	1062681003
19	948822324,1
20	847162789,4
21	756395347,7
22	675352989
23	602993740,2
24	538387268
25	480702917,9
Total	64093980385

Datos	
Ener. Gener.	1,36864E+09
Ceeg	26,46
CVA	28.042.233.836,0
Capital	4,77015E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	3,62E+10
Ganancia anual	8,17198E+09
Flujo de Caja	8,17E+09
VAN=	1,63925E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.**

años	costo
1	9010485813
2	8045076619
3	7183104124
4	6413485825
5	5726326629
6	5112791633
7	4564992530
8	4075886187
9	3639184096
10	3249271514
11	2901135281
12	2590299358
13	2312767284
14	2064970789
15	1843723919
16	1646182070
17	1469805420
18	1312326268
19	1171719882
20	1046178466
21	934087916,1
22	834007067,9
23	744649167,8
24	664865328,4
25	593629757,5
Total	79150952944

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	26,48
CVA	29.734.175.889,3
Capital	5,93775E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	3,98E+10
Ganancia anual	1,00917E+10
Flujo de Caja	1,01E+10
VAN=	1,97735E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001 + 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW.
AMPLIACION PLANTA TACHIRA**

años	costo
1	9073744870
2	8101557919
3	7233533857
4	6458512372
5	5766528904
6	5148686521
7	4597041537
8	4104501372
9	3664733368
10	3272083364
11	2921503004
12	2608484825
13	2329004308
14	2079468132
15	1856667975
16	1657739263
17	1480124342
18	1321539591
19	1179946064
20	1053523271
21	940645777,8
22	839862301,6
23	749877055
24	669533084,8
25	597797397,2
Total	79706640475

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	25,9
CVA	33.075.901.745,8
Capital	5,95885E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,32E+10
Ganancia anual	1,01626E+10
Flujo de Caja	1,01626E+10
VAN=	2,01181E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
DOBLE PRESION SIN RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9080102376
2	8107234265
3	7238602022
4	6463037520
5	5770569214
6	5152293941
7	4600262447
8	4107377185
9	3667301058
10	3274375945
11	2923549951
12	2610312456
13	2330636121
14	2080925108
15	1857968847
16	1658900756
17	1481161389
18	1322465526
19	1180772791
20	1054261421
21	941304840
22	840450750
23	750402455,3
24	670002192,3
25	598216243,1
Total	79762486820

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	30,09
CVA	35.085.645.338,5
Capital	5,93775E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,53E+10
Ganancia anual	1,01697E+10
Flujo de Caja	1,01697E+10
VAN=	2,03850E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001 + 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW.
AMPLIACION PLANTA TACHIRA. DOBLE PRESION SIN
RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9154651948
2	8173796382
3	7298032484
4	6516100432
5	5817946815
6	5194595370
7	4638031581
8	4141099625
9	3697410380
10	3301259268
11	2947552918
12	2631743676
13	2349771140
14	2098009946
15	1873223166
16	1672520684
17	1493322039
18	1333323249
19	1190467187
20	1062917131
21	949033152,9
22	847351029,4
23	756563419,1
24	675503052,8
25	603127725,7
Total	80417353803

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	29,16
CVA	38.427.660.218,0
Capital	5,95885E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,87E+10
Ganancia anual	1,02532E+10
Flujo de Caja	1,03E+10
VAN=	2,08289E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
DOBLE PRESION CON RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	8992175416
2	8028728050
3	7168507187
4	6400452846
5	5714690041
6	5102401822
7	4555715913
8	4067603494
9	3631788834
10	3242668601
11	2895239823
12	2585035556
13	2308067461
14	2060774518
15	1839977249
16	1642836829
17	1466818597
18	1309659462
19	1169338805
20	1044052505
21	932189736,4
22	832312264,7
23	743135950,6
24	663514241,6
25	592423430
Total	78990108633

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	25,78
CVA	28.701.883.534,1
Capital	5,93775E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	3,88E+10
Ganancia anual	1,00712E+10
Flujo de Caja	1,01E+10
VAN=	1,96126E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001 + 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW.
AMPLIACION PLANTA TACHIRA. DOBLE PRESION CON
RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9073657961
2	8101480322
3	7233464573
4	6458450512
5	5766473671
6	5148637206
7	4596997506
8	4104462059
9	3664698267
10	3272052024
11	2921475021
12	2608459840
13	2328982000
14	2079448215
15	1856650192
16	1657723385
17	1480110166
18	1321526934
19	1179934762
20	1053513180
21	940636768,2
22	839854257,3
23	749869872,6
24	669526672
25	597791671,4
Total	79705877037

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	25,29
CVA	32.057.640.684,1
Capital	5,95885E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,22E+10
Ganancia anual	1,01625E+10
Flujo de Caja	1,02E+10
VAN=	2,01174E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
TRIPLE PRESION SIN RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9078406725
2	8105720290
3	7237250259
4	6461830588
5	5769491597
6	5151331783
7	4599403378
8	4106610158
9	3666616213
10	3273764476
11	2923003996
12	2609824997
13	2330200890
14	2080536509
15	1857621883
16	1658590967
17	1480884792
18	1322218564
19	1180552289
20	1054064544
21	941129057,2
22	840293801,1
23	750262322,4
24	669877073,6
25	598104530
Total	79747591682

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	30,28
CVA	35.373.304.468,2
Capital	5,93775E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,55E+10
Ganancia anual	1,01678E+10
Flujo de Caja	1,01678E+10
VAN=	2,03701E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001 + 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW.
AMPLIACION PLANTA TACHIRA. TRIPLE PRESION SIN
RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9166116296
2	8184032407
3	7307171792
4	6524260529
5	5825232615
6	5201100549
7	4643839776
8	4146285514
9	3702040638
10	3305393426
11	2951244131
12	2635039402
13	2352713752
14	2100637279
15	1875568999
16	1674615178
17	1495192123
18	1334992967
19	1191958006
20	1064248220
21	950221624,8
22	848412165
23	757510861,6
24	676348983,5
25	603883021
Total	80518060254

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	29,34
CVA	38.715.319.348,5
Capital	5,95885E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,90E+10
Ganancia anual	1,02661E+10
Flujo de Caja	1,02661E+10
VAN=	2,09296E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
5 TG MS-5001 + 1 TV DE 110 MW. PLANTA VIEJA TACHIRA.
TRIPLE PRESION CON RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9027510271
2	8060277028
3	7196675918
4	6425603498
5	5737145980
6	5122451768
7	4573617650
8	4083587188
9	3646059989
10	3255410705
11	2906616700
12	2595193483
13	2317137038
14	2068872355
15	1847207460
16	1649292375
17	1472582478
18	1314805784
19	1173933735
20	1048155121
21	935852786,6
22	835582845,2
23	746056111,7
24	666121528,3
25	594751364,6
Total	79300501162

Datos	
Ener. Gener.	1,50400E+09
Ceeg	28,04
CVA	32.061.348.496,0
Capital	5,93775E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,22E+10
Ganancia anual	1,01108E+10
Flujo de Caja	1,01108E+10
VAN=	1,99230E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
3 TG MS-5001 + 1 TG MS-7001 + 1 TV DE 110 MW.
AMPLIACION PLANTA TACHIRA. TRIPLE PRESION CON
RECALENTAMIENTO.**

años	costo
1	9113317261
2	8136890412
3	7265080725
4	6486679219
5	5791677874
6	5171140959
7	4617090142
8	4122401912
9	3680715993
10	3286353565
11	2934244255
12	2619860942
13	2339161555
14	2088537103
15	1864765270
16	1664968991
17	1486579457
18	1327303086
19	1185092041
20	1058117894
21	944748119,6
22	843525106,8
23	753147416,8
24	672453050,7
25	600404509,6
Total	80054256858

Datos	
Ener. Gener.	1,66944E+09
Ceeg	27,32
CVA	35.402.185.467,5
Capital	5,95885E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,56E+10
Ganancia anual	1,02069E+10
Flujo de Caja	1,0207E+10
VAN=	2,04658E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
CICLO COMBINADO S107FA**

años	costo
1	11991204605
2	10706432683
3	9559314895
4	8535102585
5	7620627308
6	6804131525
7	6075117433
8	5424211994
9	4843046423
10	4324148592
11	3860846957
12	3447184783
13	3077843556
14	2748074604
15	2453638039
16	2190748249
17	1956025223
18	1746451092
19	1559331332
20	1392260118
21	1243089391
22	1109901242
23	990983251,6
24	884806474,6
25	790005780,9
Total	1,05335E+11

Datos	
Ener. Gener.	1.780.940.725,61
Ceeg	22,88
CVA	27.317.774.644,6
Capital	8,03057E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,07E+10
Ganancia anual	1,34301E+10
Flujo de Caja	1,3430E+10
VAN=	2,50288E+10

**VALOR ACTUAL NETO PARA LA OPCION DE:
TURBINAS A GAS NUEVAS MS-7001**

años	costo
1	6389720760
2	5705107822
3	5093846269
4	4548077026
5	4060783059
6	3625699160
7	3237231393
8	2890385172
9	2580701047
10	2304197363
11	2057319074
12	1836892030
13	1640082170
14	1464359080
15	1307463465
16	1167378093
17	1042301869
18	930626668,9
19	830916668,6
20	741889882,7
21	662401681
22	591430072,3
23	528062564,6
24	471484432,6
25	420968243,4
Total	56129325067

Datos	
Ener. Gener.	1.638.098.588,82000
Ceeg	29,9
CVA	41.822.660.554,2
Capital	4,02007E+10
Interes	0,12

Resultados	
ingreso anual	4,90E+10
Ganancia anual	7,15649E+09
Flujo de Caja	7,1565E+09
VAN=	1,59286E+10