



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE COGENERACION
SUPERIOR (TURBINA DE GAS Y RECUPERADOR
DE CALOR) EN LA EMPRESA INNOPHOS
FOSFATADOS DE MEXICO, S. DE R.L. DE C.V.”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA ENERGETICA

P R E S E N T A

JUAN ISIDRO HERNÁNDEZ PÉREZ

**ASESOR:
DR. ROBERTO RAMIREZ MESA**



MINATITLÁN, VER., MÉXICO, NOVIEMBRE 2008.

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN



Sistema Nacional de Educación Superior Tecnológica
Dirección General de Educación Superior Tecnológica



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

Minatitlán, Ver., 27/Mayo /2008
DIV. DE EST. DE POSGRADO E INVEST.
OFICIO No. DEPI-TIT-049-2008

ASUNTO: AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN DE TESIS

ING. JUAN ISIDRO HERNÁNDEZ PÉREZ
PRESENTE

Después de haber satisfecho los requisitos establecidos en el procedimiento académico para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería en los Institutos Tecnológicos, y de conformidad con el H. Comité Revisor, es grato autorizarle la impresión de su Tesis:

"DISEÑO DE UN SISTEMA DE COGENERACION SUPERIOR (TURBINA DE GAS Y RECUPERADOR DE CALOR) EN LA EMPRESA INNOPHOS FOSFATADOS DE MEXICO, S. DE R.L. DE C.V"

ATENTAMENTE

M.C. MARCIA LORENA HERNÁNDEZ NIETO
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
E INVESTIGACIÓN



Boulevard Institutos Tecnológicos S/N, Col. Buena Vista Norte, C.P. 96848, Minatitlán, Veracruz
Teléfono (01 922) 22 243 45, 2 43 39, Fax 22 243 36, e-mail: dirección@itmina.edu.mx
<http://www.itmina.edu.mx>



DEDICATORIA

A mi madre

*Por tu enorme cariño y considerable esfuerzo para brindarme una mejor
opción de vida*

A mi padre (QEPD)

Por tu invaluable esfuerzo y apoyo para que yo alcanzara mis metas.

A mi abuela Hilaria (QEPD)

*Por todas tus palabras y acciones de amor que me brindaste cuando te
necesite.*

A mis hermanos Ascensión y Alberto

Por su enorme cariño y apoyo que siempre me han ofrecido.

A mi esposa Lulú

*Por ser mi aliada en los momentos difíciles y mi soporte para abrigar nuevos
logros.*

A mis hijos Juan Carlos, Miguel Ángel y Elisa Itzel

*Por ser los promotores de mis retos ante la vida y los que llenan mi corazón
de gratos momentos.*

A mi tía Manuelita (QEPD)

Por el profundo cariño que me brindaste.

A toda mi demás familia

Por todo su aprecio sincero hacia mí

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Roberto Ramírez Mesa

Por haber compartido sus invaluable conocimientos y brindarme su amistad.

A los Catedráticos de la Maestría

Por su esfuerzo, dedicación y paciencia para transmitirme sus conocimientos

A mis amigos y compañeros de trabajo, Natividad, Gerardo, Gustavo y Ángel

Por su apoyo incondicional para alcanzar esta meta

Al Instituto Tecnológico de Minatitlán

Por ofrecerme esta oportunidad de superación personal y profesional

A la Empresa Innophos Fosfatados de México

Por permitirme explorar nuevas oportunidades de mejora energética en sus instalaciones

ÍNDICE

DEDICATORIA.....	I
AGRADECIMIENTOS	II
ÍNDICE III	
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ABSTRACT XVII	
RESUMEN XVIII	
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO	4
1.1 Ubicación Geográfica.....	4
1.2 Estructura Organizacional	5
1.2.1 Características Principales	5
1.2.2 Situación Actual de la organización	8
1.3 Desarrollo Histórico de la Empresa.....	8
1.4 Visión y Misión del Grupo Innophos.....	12
1.5 Energéticos para el Complejo Industrial de Innophos	13
1.6 Uso de Gas Natural como fuente de energía.....	14
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	17
2.1 Aplicaciones del Segundo Principio de la Termodinámica.....	17
2.1.1 Enunciado del Segundo Principio de la Termodinámica	17
2.1.2 Ecuaciones de GIBBS	20
2.1.3 Balances de Entropía para el ambiente y el universo	21
2.1.4 Balances de Entropía en motores térmicos	22

2.1.5	Cálculo de entropía en gases ideales	27
2.1.6	Cálculo de entropía en líquidos ideales	29
2.1.7	Procesos isoentrópicos y politrópicos	30
2.1.8	Aplicación a las turbinas e intercambiadores de calor	32
2.2	Proceso de Generación	46
2.3	Diseño y análisis de un sistema de Cogeneración.....	53
2.3.1	Consideraciones generales	53
2.3.2	Situación actual de la cogeneración	56
2.3.3	Condiciones Internacionales.....	59
2.3.4	El Sector Energético en México	59
2.4	Sistemas Básicos de Cogeneración.....	70
2.4.1	Sistema de turbina de vapor	71
2.4.2	Sistema de turbina de gas	72
2.4.3	Sistemas de ciclo combinado basados en turbinas de gas	75
2.4.4	Motores Alternativos, MCI.....	77
2.5	Selección y Análisis del Sistema de Cogeneración.....	77
2.5.1	Consideraciones acerca del valor de la relación energía térmica / eléctrica.....	78
2.5.2	Mapa Energético del centro consumidor.....	79
2.6	Eficiencia de las turbinas de gas. Formas de maximizarla.....	83
2.6.1	El aumento de la temperatura de entrada de la turbina.....	87
2.6.2	Regeneración	88
2.6.3	Intercambiador del compresor	89
2.6.4	Recalentamiento de la Turbina	90
2.6.5	La inyección de vapor o agua	91
2.6.6	Métodos adicionales de aumento de la eficiencia.....	92
2.7	Turbinas de gas para la cogeneración	95
2.7.1	Parámetros de Rendimiento fundamentales.....	96

2.7.2	Eficiencia del ciclo simple	99
2.7.3	Consideraciones de Cogeneración	99
2.7.4	Flexibilidad de Operaciones.....	101
2.7.5	Otros Ciclos	103
2.8	HRSG definido por el balance de calor	104
2.8.1	Temperaturas elevadas.	105
2.8.2	Menores relaciones de presión	105
2.8.3	Geometrías de los HRSG	106
2.8.4	Múltiple generación de presión de vapor	107
2.8.5	HRSG Verticales versus horizontales	108
2.9	El análisis de Exergía.....	110
2.9.1	Introducción	111
2.9.2	Formas de Exergía	112
2.9.3	Metodología de aplicación de un análisis energético – Procedimiento de aplicación	113
2.10	Elementos del Análisis Termoeconómico	115
2.10.1	Análisis Termodinámico.....	115
2.10.2	Análisis energético.....	115
2.10.3	Análisis Económico.....	117
2.10.4	Balance de costos.....	119
2.10.5	Costo total del producto del sistema	120
2.11	Selección del Esquema de Cogeneración	121
2.11.1	Consideraciones Generales.....	121
2.11.2	Consideraciones Medioambientales	122
2.11.3	Evolución de los sistemas de cogeneración	125
2.11.4	Recuperación de calor.	126
2.11.5	Postcombustión	128
2.11.6	Cogeneración con turbina de gas y caldera.....	128
CAPÍTULO 3: AUDITORÍA ENERGÉTICA DE INNOPHOS		130
3.1	Análisis General	130

3.2	Balance de Vapor del Escenario Existente	139
3.2.1	Levantamiento de Datos	139
3.2.2	Caldera B.....	142
3.2.3	Balance de Caldera A.....	145
3.2.4	Balance Bomba de Calderas	148
3.2.5	Balance en la bomba de alimentación del deareador	151
3.2.6	Balance en la válvula de expansión PCV5	152
3.2.7	Bomba de condensados recuperado	154
3.2.8	Proceso químico: Sales	155
3.2.9	Proceso químico: Superfosfato	156
3.2.10	Proceso Químico Fosfórico Grado Mercantil	157
3.2.11	Proceso Químico Fosfórico Grado Técnico	158
3.2.12	Mezclador de vapor 1	158
3.2.13	Proceso Químico: Sulfúrico	160
3.2.14	Balance Válvula Expansión PCV04	161
3.2.15	Válvula Expansión PCV03.....	162
3.2.16	Balance Mezclador de vapor 2	162
3.2.17	Balance Válvula expansión PCV2	164
3.2.18	Balance Mezclador de vapor 3	165
3.2.19	Balance Válvula expansión PCV1	166
3.2.20	Balance supercalentador vapor	167
3.3	Balance de Vapor del Escenario Propuesto.....	168
3.3.1	Levantamiento de Datos	168
3.3.2	Compresor de aire	172
3.3.3	Cámara de Combustión.....	173
3.3.4	Turbina de gas.....	174
3.3.5	HRSG	176
3.3.6	Índices del Ciclo de gas.....	178
3.4	Análisis de costos	178
CAPÍTULO 4: PROPUESTA TÉCNICA.....		183

4.1.1	Elementos de la Propuesta Técnica	183
4.1.2	Integración de una turbina de vapor	188
4.1.3	Integración de un ciclo combinado	192
4.1.4	Análisis financieros de las propuestas de integración	197
4.1.5	Conclusiones generales de las Propuestas de Cogeneración	201
4.2	Selección de la Turbina de Gas	202
4.2.1	Introducción	202
4.2.2	Integración térmica del sistema	202
4.3	Modelo termodinámico del sistema	205
4.3.1	Tamaño y comportamiento de las turbinas de gas	206
4.3.2	Análisis	207
4.3.3	Conclusiones	211
4.4	Detalles de la turbina seleccionada.....	212
CAPÍTULO 5: ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE LA TURBINA INSTALADA.....		219
5.1	Detalles de la instalación de la turbina de gas	219
5.2	Descripción del procedimiento	222
5.2.1	Levantamiento de Datos	227
5.2.2	Flujo de aire a la turbina	230
5.2.3	Calor total suministrado al sistema	230
5.2.4	Flujos de combustible requerido y gases de entrada a cámara de combustión	231
5.2.5	Temperatura gases a la salida de la Turbina	231
5.2.6	Análisis térmico de la caldera recuperadora de calor HRSC.....	231
5.2.7	Generación de vapor	232
5.2.8	Calor útil total del ciclo	233
5.2.9	Postcombustión	233
5.2.10	HRCS con postcombustión.....	234

5.2.11	Generación de vapor	235
5.2.12	Calor útil con postcombustión.....	236
5.3	Estudio de diferentes escenarios de Operación.....	236
5.3.1	Observaciones.....	240
5.4	Mapa energético de INNOPHOS con sistema de Cogeneración.....	242
CONCLUSIONES.....		243
BIBLIOGRAFÍA.....		246
ANEXO I: FUNCIÓN CSPLINE		249
ANEXO II: NOMENCLATURA.....		253

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1: Vista Panorámica de INNOPHOS en el Complejo Industrial Pajaritos	4
Figura 1-2: Organigrama de la estructura nacional de Innophos Fosfatados de México	6
Figura 1-3: Organigrama de la estructura nacional de Innophos Fosfatados de México	7
Figura 1-4: Diagrama de Flujo Principal de los Procesos de Innophos Fosfatados de México, sitio Coatzacoalcos	12
Figura 1-5: Producción Mundial de gas natural en 1988	15
Figura 2-1: Descripción del volumen de control sobre el que se realiza el balance de entropía, como expresión del Segundo Principio de la Termodinámica	17
Figura 2-2: Esquema de un sistema cerrado que, operando de forma cíclica, representa un motor térmico.	23
Figura 2-3: Intercambiador de calor cerrado.	33
Figura 2-4: Volumen de control seleccionado para estudiar uno de los flujos del intercambiador de calor cerrado.	34
Figura 2-5: Esquema de una turbina de vapor como volumen de control y evolución en el diagrama T-s.	36
Figura 2-6: Diagramas (Pv) y (T,s) de una turbina de gas de combustión (Ciclo Brayton).	38
Figura 2-7: Esquemas del funcionamiento de una turbina de gas (Ciclo Brayton).	39
Figura 2-8: Conexión de una turbina de gas con intercambiador o con recalentador	40
Figura 2-9: Esquema básico de una turbina de gas	40
Figura 2-10: Turbina de gas con regeneración.	42
Figura 2-11: Esquema del proceso de generación	46
Figura 2-12: Esquema de la turbina de gas.	48

Figura 2-13: Detalle del mantenimiento de la turbina de gas.	52
Figura 2-14: Ciclo Superior con Máquina Diesel	55
Figura 2-15: Ciclo Inferior con Turbina de Vapor	55
Figura 2-16: Ciclo Combinado con Turbina de Gas	56
Figura 2-17: Consumo per cápita de energía eléctrica por regiones (mwh/año).	57
Figura 2-18: Correlaciones entre el consumo eléctrico per cápita e indicadores sociales básicos.	58
Figura 2-19: Crecimiento promedio mundial (%) del consume energético.	59
Figura 2-20: Cobertura eléctrica nacional, por estados.	61
Figura 2-21: Evolución de la demanda eléctrica nacional.	61
Figura 2-22: Evolución de la oferta eléctrica nacional.	62
Figura 2-23: Capacidad de Generación por tipo de tecnología.	63
Figura 2-24: Centrales en proceso de construcción o comprometidas.	63
Figura 2-25: Evolución del consumo de gas natural.	64
Figura 2-26: Evolución de la oferta prevista de gas natural.	65
Figura 2-27: México: Importaciones totales (miles de millones de pies cúbicos diarios).	65
Figura 2-28: Principales atenciones del Programa Estratégico de Gas (PEG).	66
Figura 2-29: Principales atenciones del Programa Estratégico de Gas (PEG).	67
Figura 2-30: Evolución de la potencia total generada para autoabastecimiento o cogeneración.	69
Figura 2-31: Costo del kWh cogenerado en distintas regiones.	70
Figura 2-32: Esquema básico de una turbina de gas.	74
Figura 2-33: Esquema de una turbina de gas con interrefrigeración.	75
Figura 2.34: Esquema de Ciclo Combinado.	76
Figura 2.35: Motor alternativo.	77
Figura 2-36: Esquema del Mapa Energético.	79
Figura 2-37: Esquema de turbina, generador y recuperador de calor.	83

Figura 2-38: Esquema de turbina de gas y elementos asociados.....	84
Figura 2-39: Esquema del ciclo de la turbina.	85
Figura 2-40: Esquema del ciclo con regeneración de calor.....	88
Figura 2-41: Esquema del ciclo con enfriamiento de los gases.	90
Figura 2-42: Esquema del ciclo con recalentamiento en la turbina.	91
Figura 2-43: Eficiencia de la turbina en función de la presión.	97
Figura 2-44: Efecto de la temperatura en ciclos reales.	98
Figura 2-45: Relación entre la presión y la temperatura.....	98
Figura 2-46: Esquema de un ciclo de trigeneración.	103
Figura 2-47: Exergía substancial.....	111
Figura 2-48: Formas de exergía.	113
Figura 2-49: Fundamentos del método pinch.....	115
Figura 2-50: Sistema Convencional (Suministro por parte de la Compañía Eléctrica). Pérdidas por distribución.	122
Figura 2-51: Sistema de Cogeneración. Electricidad y calor en la Industria. Ahorro en combustibles primarios.....	123
Figura 2-52: Emisiones de NOx por MJ para distintas cargas en una Turbina de Gas estándar.	125
Figura 2-53: Flujo de Vapor Versus Presión y Temperatura.	129
Figura 3.1: Definición de Escenarios.....	130
Figura 3.2: Capacidad térmica instalada.....	131
Figura 3.3: Carga eléctrica instalada.....	131
Figura 3.4: Estadística de consumo de electricidad.....	132
Figura 3.5: Consumo de combustible.....	132
Figura 3.6: Producción de vapor	133
Figura 3.7: Demanda eléctrica	133
Figura 3.8: Demanda térmica promedio (gráfica vapor KWt).....	134
Figura 3.9: Mapa energético de INNOPHOS	135
Figura 3.10: Red general de vapor	136
Figura 3.11: Consumos de electricidad y de producción y consumo de vapor.....	138

Figura 3.12: Índice energético de los consumos de vapor, gas y energía eléctrica.....	138
Figura 3.13: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.....	139
Figura 3.14: Tabla principal del balance exergético.....	140
Figura 3.15: Diagrama de flujo de proceso del Escenario existente indicando flujos, presiones y temperaturas.....	141
Figura 3.16: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.....	169
Figura 3.17: Tabla principal de caracterización de fluidos con escenario propuesto.....	170
Figura 3.18: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.....	171
Figura 4.1: Diagramas obtenidos para el ciclo inferior.....	184
Figura 4.2: Esquema del ciclo combinado de cogeneración.....	185
Figura 4.3: Hoja de Cálculo empleada en el cálculo del ciclo combinado.....	187
Figura 4.4: Diagrama de flujo del sistema de cogeneración – Integración de una Turbina de Vapor.....	188
Figura 4.5: Balance de Vapor – Integración de una Turbina de Vapor.....	189
Figura 4.6: Balance de energía en la turbina – Integración de una Turbina de Vapor.....	191
Figura 4.7: Diagrama de flujo del sistema de cogeneración – Ciclo combinado.....	193
Figura 4.8: Balance de Vapor – Opción 2.....	194
Figura 4.9: Balance de energía en la turbina.....	196
Figura 4.10: Análisis financiero de la integración de una turbina de vapor.....	198
Figura 4.11: Análisis financiero de la integración de un ciclo combinado.....	199
Figura 4.12: Análisis financiero de la integración de una turbina de gas.....	200
Figura 4-13: Perfil de temperatura de los gases de escape en el quemador.....	203

Figura 4-14: Perfiles de temperatura de los gases de escape para dos diferentes turbinas de gas.....	204
Figura 4-15: Perfiles de temperatura de los gases de escape y vapor	205
Figura 4-16: Curvas de desempeño para turbinas de gas de un solo eje	208
Figura 4-17: Empleo del programa Tracer para la digitalización de las curvas	209
Figura 4-18: Hoja de cálculo de Mathcad empleada para la obtención de relaciones funcionales a partir de las tablas de datos.....	210
Figura 4-19: Hoja de cálculo de Excel donde se ubican los puntos fundamentales del ciclo Brayton de la turbina de estudio	211
Figura 4.20: Dispositivo de ensamble.	212
Figura 4.21: Primera etapa del enfriador de aire.....	212
Figura 4.22: Esquema y corte de la turbina.	213
Figura 4.23: Detalle de la turbina.	214
Figura 4.24: Esquema del corte lateral de la turbina.....	214
Figura 4.25: Esquema de montaje típico.....	215
Figura 4.26: Conexión típica.	215
Figura 4.27: Esquema de la turbina.	215
Figura 4.28: Corte típico del compresor de la turbina.	216
Figura 4.29: Detalle de partes fijas y móviles.....	216
Figura 4.30: Caja de Mando principal.	217
Figura 4.31: Gráfica de rendimientos de la turbina.	217
Figura 4.32: Potencia de salida en función de la temperaturas de entrada de aire y de las temperaturas de entrada y salida de los gases.	218
Figura 4.33: Potencia de salida en función de la temperaturas de entrada del aire y flujo de combustible.....	218
Figura 5.1: Esquema de localización de equipos de un sistema de cogeneración con turbina de gas y HRSG.....	219
Figura 5.2: Turbina de gas y ducto de salida de gases al HRSG.....	220
Figura 5.3: Generador principal.	220

Figura 5.4: Conjunto generador y turbina de gas.....	221
Figura 5.5: Turbina de gas	221
Figura 5-6: Esquema de generación de acuerdo a la norma ASME PTC 22.....	222
Figura 5-7: Respuesta del rotor, de acuerdo a la norma API 616.	223
Figura 5-8: Hojas de performance brindados por el fabricante.	224
Figura 5-9: Obtención y posterior verificación de relaciones funcionales de los gráficos de performance de la Turbina de Gas.	225
Figura 5-10: Hoja de cálculo para obtener gráficamente el desempeño una vez puesta en marcha de la Turbina.....	226
Figura 5.11: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.....	227
Figura 5.12: Diagrama HRSC sin postcombustión.....	228
Figura 5.13: Diagrama HRSC con postcombustión.	229
Figura 5.14: Perfil de temperaturas vs Generación EE y Vapor.....	237
Figura 5.15: Consumo de gas natural vs Generacion EE.....	238
Figura 5.16: Eficiencias térmicas global y por equipo.	238
Figura 5.17: Ciclo simple de gas con postcombustión. Análisis de energía.....	239
Figura 5.18: Análisis energético del sistema de cogeneración con los flujos reales una vez puesto en marcha.....	240
Figura 5.19: Mapa energético de INNOPHOS con Cogeneración.	242

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1:	Consumo de gas natural en los Estados Unidos, Trillones de pies cúbicos.....	15
Tabla 2.1:	Resumen de los principales resultados para turbinas de gas.	44
Tabla 2.2:	Potencial de cogeneración en México.....	68
Tabla 2.3:	Permisos para Autoabastecimiento.....	68
Tabla 2.4:	Permisos para proyectos de cogeneración	69
Tabla 2.5:	Datos de comportamiento para varios sistemas de cogeneración.....	70
Tabla 2.6:	Términos del análisis exergético.	116
Tabla 2.7:	Composición del combustible.....	116
Tabla 2.8:	Rendimientos VEGA de un nivel de presión sin hogar.....	126
Tabla 2.9:	Rendimiento VEGA de un nivel de presión sin hogar.....	127
Tabla 4.1:	Tabla de entrada – salida para el análisis de un ciclo ideal de Rankine	183
Tabla 4.2:	Condiciones de operación – Integración de una Turbina de Vapor.....	189
Tabla 4.3:	Datos de diseño – Integración de una Turbina de Vapor 1.....	190
Tabla 4.4:	Inversión – Integración de una Turbina de Vapor.	190
Tabla 4.5:	Consumo de Gas Natural – Integración de una Turbina de Vapor.....	191
Tabla 4.6:	Costos de Operación – Integración de una Turbina de Vapor.....	192
Tabla 4.7:	Costos de 1 kw/hr – Integración de una Turbina de Vapor. ...	192
Tabla 4.8:	Resumen, análisis financiero – Integración de una Turbina de Vapor.....	192
Tabla 4.9:	Condiciones de operación del sistema de generación de vapor – Ciclo combinado.....	194

Tabla 4.10:	Datos de diseño – Caldera, Turbina de Vapor, Generador – Ciclo combinado.....	195
Tabla 4.11:	Inversión – – Ciclo combinado.	195
Tabla 4.12:	Consumo de Gas Natural – Ciclo combinado.....	196
Tabla 4.13:	Costos de Operación – Ciclo combinado.	197
Tabla 4.14:	Costos de 1 kw/hr – Opción 1.	197
Tabla 4.15:	Resumen, análisis financiero – Ciclo combinado.	197

ABSTRACT

This paper contents a design and proposal about a Topping Cycle Cogeneration System for all site Innophos Fosfatados de México, and to get three quarter of electric demand and one half of steam supply for its process.

Here is showed the feasibility for that a Cogeneration process can be implemented in this enterprise due their energy requirements.

Due the big benefits in energy savings, the investment for a Cogeneration Project has a strong income producing. A gradual increment on prices of fuels and electricity in the world is the most important factor for taking decisions about the projects like this. Since Innophos is looking for to decrease its production costs thus this proposal is an excellent opportunity for get it.

A first step in this paper shows an energy audit for to know the energy requirements in all site Innophos so as other savings opportunity areas. Also some field measures are done for to get a global thermal balance. With all available information is possible to do a mathematical model and suggest a Cogeneration system. The selection of the alternative includes an investment calculation and payback of the proposal. Some environmental conditions are included into the study of Cogeneration.

RESUMEN

En la presente Tesis se realiza una propuesta y diseño de un sistema de cogeneración de ciclo superior para alcanzar el abastecimiento de las tres cuartas partes de la demanda eléctrica y la mitad del consumo de vapor para todo el complejo industrial de INNOPHOS Fosfatados de México. Este centro de trabajo tiene una oportunidad clara y estratégica de alcanzar este objetivo dado que sus balances energéticos muestran esa posibilidad.

Con este trabajo es posible mostrar que un proceso de cogeneración si es posible implementar y lograr la obtención de energía eléctrica y de vapor para la Unidad a un costo menor.

La inversión económica que debe hacer INNOPHOS para implementar un Proyecto de este tipo es de gran magnitud pero los beneficios son mayores, lo cual lo hace ser económicamente atractivo. El inminente y creciente incremento en los precios de los energéticos a nivel mundial, es el factor más importante para la toma de decisiones.

La parte inicial del trabajo la aplicación de una auditoria energética la cual brinda una información completa de la disponibilidad de vapor y requerimientos de electricidad que demanda la Unidad. Algunas mediciones en campo son hechas para completar adecuadamente la investigación. Con esta información disponible es posible realizar un modelo de Cogeneración de ciclo superior que puede ser aplicado a instalaciones similares. Una propuesta para INNOPHOS puede ser hecha mostrando los cálculos de rentabilidad y de retorno de inversión que se obtienen con la información obtenida del modelo.

También y no menos importante, es el punto ambiental el cual queda involucrado en las características de la propuesta.

INTRODUCCIÓN

La empresa Innophos Fosfatados de México, (antes Rhodia Fosfatados de México), es productora de ácido fosfórico purificado y sales de ortofosfatos técnicos en su sitio de Coatzacoalcos, Veracruz. Dentro de sus instalaciones cuenta con un complejo de 6 plantas productivas y una de servicios. Posee además con un importante consumo de energía térmica y eléctrica para llevar a efecto todas sus operaciones industriales.

La importancia y justificación de este trabajo radica como primer punto, en el hecho de que toda la energía eléctrica utilizada en el complejo es suministrada por la Comisión Federal de Electricidad y cuyo costo es cada vez más elevado. A pesar de ciertas medidas o implementaciones hechas dentro de la planta para tratar de disminuir los costos de producción, hay todavía opciones que deben ser exploradas para buscar competir en el mercado mundial de los productores de fosfatos como Innophos. También como un segundo punto de este documento, se refiere al consumo de gas natural de Petróleos Mexicanos para abastecer las necesidades de generación de vapor y de los procesos de secado. De igual manera el costo de dicho energético es cada vez mayor lo cual hace necesario optimizar su uso.

A pesar de la difícil situación económica a nivel mundial y nacional, la empresa Innophos Fosfatados de México, ha logrado mantener sus procesos productivos en operación continua y a toda su capacidad posible. Debido a esto su fuerza de trabajo laboral ha sido posible conservarla lo cual ha sido de gran trascendencia para la economía del sur del Estado de Veracruz.

Algunas de las características únicas con que cuenta esta empresa es que cuenta con un muelle particular en donde es posible recibir embarcaciones de mediano calado en las cuales llegan algunas de las materias primas más importantes para nuestros proceso, principalmente la roca fosfórica y de igual manera se envían los productos terminados o intermedios que aquí se elaboran a diversos países,

principalmente a Estados Unidos y Sudamérica. Además, cuenta con una espuela de ferrocarril y acceso a la carretera Coatzacoalcos – Villahermosa.

La novedad científica de este trabajo se debe a que actualmente el suministro de gas natural suministrado por PEMEX es confiable y es factible integrar un sistema de Cogeneración de ciclo superior incluyendo una turbina de gas y caldera de recuperación de calor. Los gases de combustión de la turbina pueden aprovecharse para generar vapor y ser utilizado por los diferentes procesos químicos. El hecho de tratar de integrar un sistema con estas características es el propósito del presente estudio.

Para realizar este trabajo se aplicará una metodología de investigación exploratoria que demuestre la factibilidad técnica, económica y ambiental de la propuesta. También es considerada como explicativa dado que se mostrará como los procesos productivos demandan una cantidad de energía eléctrica y térmica capaz de ser suministrada por un proceso de Cogeneración del tipo simple de gas cuya fortaleza será la generación de energía eléctrica en tres cuartas partes de la demanda y la mitad del consumo de vapor en la Unidad.

El objetivo general de este trabajo es realizar un estudio sobre la factibilidad de que la empresa Innophos Fosfatados de México en su sitio Coatzacoalcos pueda implementar un sistema de Cogeneración de ciclo simple de gas con recuperación de calor.

Como objetivos particulares pueden establecerse los siguientes:

- Realizar un diagnóstico energético del grupo Innophos Fosfatados de México en sus instalaciones ubicadas en el Complejo Industrial Pajaritos de Coatzacoalcos, Veracruz.
- Cuantificar la energía térmica y eléctrica requerida por los procesos para diseñar un sistema de cogeneración del tipo ciclo superior (ciclo simple de gas) que se adapte a esos requerimientos.

INTRODUCCIÓN

- Realizar un análisis termo-económico de alternativas energéticas de cogeneración de ciclo combinado y ciclo superior con turbina de gas y recuperador de calor.
- Evaluar térmicamente la propuesta de cogeneración de ciclo superior una vez implementada por la Empresa

CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO

1.1 Ubicación Geográfica

La unidad industrial INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO se encuentra ubicada en una superficie de aproximadamente 37 hectáreas, dentro del Complejo Industrial Pajaritos, en Coatzacoalcos, Veracruz, en el sureste de México.

Se ubica en un parque industrial de primera magnitud en el país con la consiguiente infraestructura de apoyo. Se encuentra a pocos kilómetros de los sitios de almacenamiento de azufre en las localidades de Cactus y Nuevo Pemex y de la producción azufrera de los pozos de gas natural de Petróleos Mexicanos.

Se localiza a corta distancia de los depósitos de roca fosfórica de la Florida central que fue la primer fuente de donde se surtió esta planta. Es un puerto natural del Golfo de México, de fácil acceso por el Río Coatzacoalcos.



Figura 1-1: Vista Panorámica de INNOPHOS en el Complejo Industrial Pajaritos

Está enclavada en el Istmo de Tehuantepec, a corta distancia por carretera y vía férrea del Océano Pacífico. Geográficamente se sitúa al margen derecho del río

Coatzacoalcos y antes de su desembocadura al Golfo de México, forma la laguna llamada "Pajaritos" del cual toma su nombre el Complejo Petroquímico de Pajaritos y la del Complejo Industrial Pajaritos.

Como vía de comunicación, el río Coatzacoalcos, es apto para la navegación de embarcaciones de mediano calado y esta situación se aprovecha para recibir materias primas y enviar productos terminados o intermedios.

También en esta área geográfica se situaron industrias de gran potencial económico comenzando por los complejos Petroquímicos de Pajaritos, La Cangrejera y Morelos y con ellos los complejos de Celanese Mexicana, Fertilizantes Fosfatados de México (actualmente Innophos Fosfatados de México), Industrias Resistol (hoy Resirene), Industria Química del Istmo, Celulosa y Derivados, Sales del Istmo (La Fina), Tetraetilo de México (TEMSA), Fertilizantes Nitrogenados, entre otras empresas.

“Para el almacenamiento, manejo y transporte de materias primas y productos terminados, la unidad industrial está dotada de una amplia red de tanques, bodegas y transportadores mecánicos. Asimismo, por concesión federal, la empresa cuenta con su propio puerto, dotado de un muelle de 634 metros de longitud, donde se reciben y embarcan productos químicos de y hacia diferentes partes del mundo”¹

1.2 Estructura Organizacional

Actualmente laboran 564 personas en la unidad industrial de Coatzacoalcos, entre personal sindicalizado y no sindicalizado.

1.2.1 Características Principales

La estructura administrativa ha sido diseñada bajo los conceptos de una empresa de clase mundial. Esto es, pequeños grupos de trabajo con poder de autogestión, realizando planes y programas de trabajo en donde el papel del

¹ Sin Autor, Políticas y Normas de Rhodia Fosfatados de México, México, 2000. Pág. 24

supervisor ha pasado de funciones de “capataz” a desempeñar el rol de un facilitador en busca de la mejora continua, la disminución de sus inventarios y cumplimiento con las expectativas de sus clientes.

El sitio Coatzacoalcos, tiene la siguiente estructura [39]

- Dirección de Manufactura
- Dirección Finanzas y
- Dirección de Desarrollo y Tecnología
- Dirección Comercial
- Dirección de Recursos Humanos
- Dirección de Compras y Cadena de Suministros

El área donde se desarrolla esta investigación depende funcionalmente de la Dirección de Manufactura

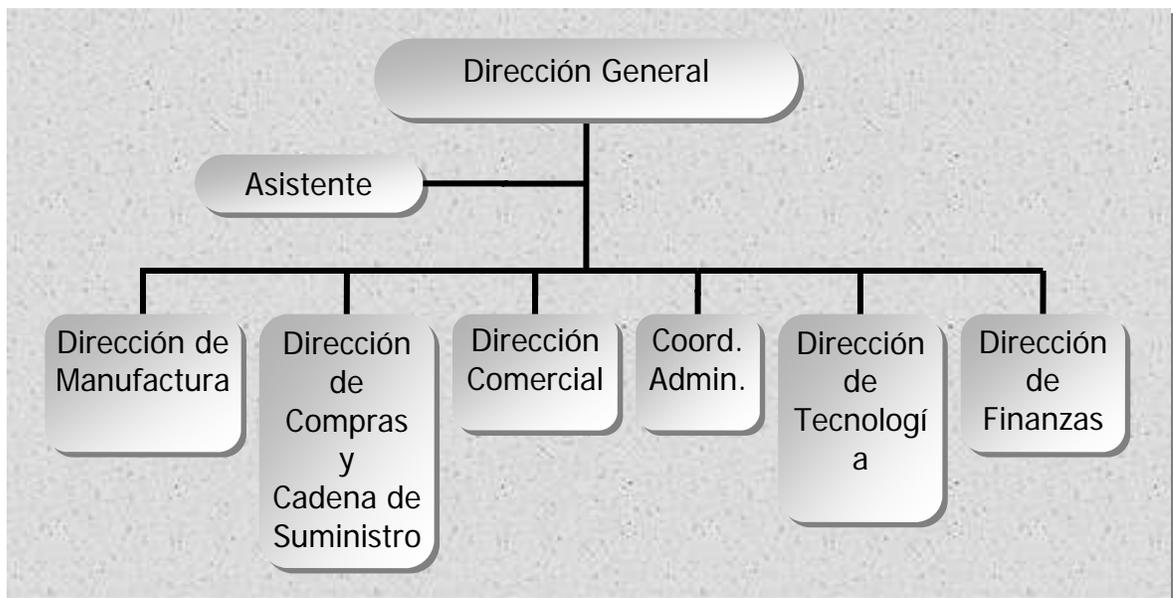


Figura 1-2: Organigrama de la estructura nacional de Innophos Fosfatados de México

A la Dirección de Manufactura le reportan las [39]:

- Gerencia del Área I: administra las plantas de servicios, área de Carolino Anaya, ácido sulfúrico, fosfórico grado mercantil, y área de apilamiento de yeso).
- Gerencia del Área II: administra las plantas de superfosfato triple granulado, tripolifosfato de sodio, ácido fosfórico grado técnico y planta de sales técnicas).
- Gerencia de Infraestructura: administra los Servicios Centrales, que incluye Mantenimiento, Almacenes, Talleres de Maquinado y Ensamble, Maniobras, Combustión Interna, Soldadura, Ahulados y Carboquímica.
- Gerencia de Laboratorio y Control de Calidad.
- Gerencia de Seguridad, Salud y Medio Ambiente
- Gerencia de Proyectos
- Gerencia de Procesos

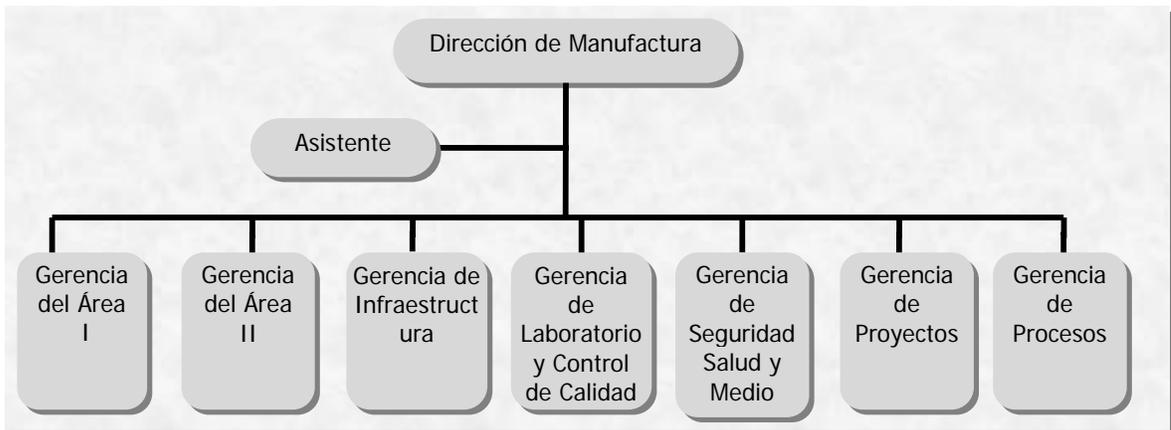


Figura 1-3: Organigrama de la estructura nacional de Innophos Fosfatados de México

“Los productos elaborados en la unidad industrial de Coatzacoalcos son químicos intermedios que alimentan a otras industrias productoras de bienes de consumo cotidiano en la industria y en el hogar, tales como detergentes, polvo para

extinguir incendios, fertilizantes de todo tipo, alimentos balanceados para ganado y compuestos para el tratamiento de aguas, entre otros”²

1.2.2 Situación Actual de la organización

Como resultado de la compra de la División Especialidades de Fosfatos de Rhodia por el grupo financiero Bain Capital, la empresa es nombrada como Innophos Fosfatados de México e inicia sus operaciones oficialmente con ese nombre, a partir del 14 de agosto del 2004. La estructura organizacional en México que antes dependía de su corporativo con sede en Francia y Brasil, ha permanecido igual pero ahora la dependencia es únicamente de Norteamérica.

1.3 Desarrollo Histórico de la Empresa

Las instalaciones actuales de la Empresa Innophos, es el resultado de una larga historia íntimamente vinculada con las estrategias de desarrollo que ha seguido México en lo que fue el siglo pasado e inicios del presente; con el vertiginoso proceso de modernización y globalización de la economía mundial y con una serie de situaciones de coyuntura que se han presentado a lo largo de los años recientes.

La Unidad Industrial inició sus operaciones en 1969. La creó y operó Fertilizantes Fosfatados Mexicanos, S. A. (FFM), empresa formada en 1969 por un grupo de inversionistas mexicanos y norteamericanos. La idea era producir superfosfato triple granulado (SFTG) y ácido fosfórico grado mercantil para el mercado de fertilizantes de exportación, en un sitio cercano al abastecimiento de materias primas, con el objeto de tener bajos costos de producción.

Fertilizantes Fosfatados Mexicanos inició, también en 1969, la transportación marítima de ácido fosfórico de proceso húmedo, siendo la primera compañía del mundo en utilizar grandes barcos para transportaciones de este tipo a distancias

² Sin Autor. Políticas y Normas de Rhodia Fosfatados Mexicanos , Op. Cit. Pág. 26

largas. Todo el superfosfato triple y los excedentes de ácido fosfórico fueron exportados, porque FFM no estaba autorizada para vender fertilizantes en México.

Sólo la compañía gubernamental Guanos y Fertilizantes de México, S. A. (Guanomex) tenía permiso para comercializar fertilizantes en el país. Con el tiempo, algo de la producción de superfosfato triple pudo entrar al mercado mexicano, a través de Guanomex.

La producción de ácido fosfórico purificado arrancó en 1971. La planta instalada en Pajaritos fue la primera planta industrial en el mundo en usar el procedimiento de extracción por solventes para purificar ácido fosfórico de proceso húmedo. Los productores mexicanos de tripolifosfato de sodio comenzaron a utilizar el ácido purificado, en lugar del más oneroso ácido de horno producido a través del fósforo elemental.

Al presentarse algunos problemas financieros, los inversionistas norteamericanos se retiraron de la asociación y un banco mexicano administró la compañía durante algún tiempo. Finalmente, en 1977, el gobierno tomó el control de FFM y promovió una fusión con Guanomex para formar la nueva compañía gubernamental denominada Fertilizantes Mexicanos, S. A. (Fertimex).

Las instalaciones de Pajaritos se convirtieron en uno de los 11 sitios de producción de Fertimex y su operación se orientó a producir fertilizantes primordialmente para el mercado mexicano. El objetivo de Fertimex era garantizar el abastecimiento de fertilizantes a los agricultores nacionales, en cantidad y oportunidad. El gobierno subsidiaba los fertilizantes para ofrecerlos a precios bajos a los agricultores en cualquier lugar del país. Consecuentemente, la producción de ácido purificado se colocó en un orden de baja prioridad. Las ventas de exportación fueron abandonadas.

Durante la administración de Fertimex se continuaron algunos de los proyectos de FFM. Esos proyectos fueron:

Expansión de la planta de extracción por solventes para incrementar su capacidad de producción de 55,000 a 105,000 toneladas métricas anuales de P₂O₅. El proyecto se completó en 1981.

Modificación de la planta de TSP para la producción de fosfato diamónico (DAP, 18-46-0). El proyecto se completó en 1980. Después de algunas pruebas para la producción de DAP, la modificación fue abandonada y se reemprendió la producción de TSP.

Instalación de una nueva planta de granulado para la producción de NPK. Después de instalar la mayor parte del equipo, el proyecto fue abandonado. La planta no se completó.

Instalación de un sistema de lavado amoniacal para recuperar el dióxido de azufre de las emisiones de gases de las plantas de ácido sulfúrico y su planta de sulfato de amonio adjunta.

En 1991, todas las plantas de Fertimex fueron ofrecidas en venta al sector privado.

En agosto de 1992, un grupo de inversionistas privados mexicanos adquirió la planta de Fertilizantes Fosfatados en Pajaritos. El nuevo equipo administrativo denominó a la empresa como Troy Industrias y emprendió varios programas para cambiar los criterios operativos del complejo y redireccionar su producción hacia los mercados especializados en fosfatos para uso industrial. Uno de esos programas consistió en arrancar la producción de fosfatos de amonio de grado técnico para los mercados de productos contra incendios y de fertilizantes solubles al agua. En un tiempo relativamente breve, una planta de cristalización de sulfato de amonio no terminada, se transformó en una unidad de cristalización de fosfato de amonio y su producción se colocó en los mercados de Estados Unidos y México. En diciembre de 1994 tuvo lugar la asociación con Albright & Wilson, PLC. El objetivo era el mercado global.

Tres años después, en 1997, la empresa británica ofrece a los accionistas mexicanos comprar el 100% de las acciones de la empresa para insertarla en un sistema global ampliando sus posibilidades de desarrollo. Los accionistas mexicanos aceptan el ofrecimiento y en marzo de 1998 se transforma en Albright & Wilson México.

De 1992 a 1997, la empresa invirtió varios millones de dólares y alcanzó niveles de producción récord. La planta productiva se diversificó ampliando las líneas de productos, mejorando su calidad e impulsando nuevos mercados, especialmente los de exportación”

Para finales de 1999 el corporativo Mundial de A&W decide la venta de toda la organización y la empresa es adquirida por el consorcio francés Rhodia.

Los problemas económicos mundiales y la situación financiera del grupo Rhodia inciden para la venta de su división de fosfatos a mediados del 2004. El grupo industrial con Plantas en Canadá, Estados Unidos y México es nombrado Innophos.

Al día de hoy, la Unidad Industrial Innophos Fosfatados de México, consta de una planta de ácido sulfúrico con capacidad instalada para producir 800,000 toneladas al año; dos unidades para fabricar ácido fosfórico grado mercantil con potencial productivo de hasta 300,000 toneladas anuales, base pentóxido de fósforo; una planta purificadora de ácido fosfórico, con capacidad para producir 165,000 toneladas anuales, también en base pentóxido de fósforo, una planta de tripolifosfato de sodio con capacidad para 70000 toneladas anuales, una de sales de fosfato amonio cristalizado con capacidad para unas 35000 toneladas anuales y una de fertilizantes, superfosfato triple granulado con una capacidad de 200,000 toneladas anuales.

La unidad industrial en Coatzacoalcos es una de las siete que forman esta empresa siendo las otras seis en Chicago Heights y Water Way, en Illinois; Geismar en Louisiana; Nashville en Tennessee y las oficinas corporativas en Cranbury en Virginia del Norte en los Estados Unidos de América, una en Port Maitland, en Canadá. Y Misión Hill, en Guanajuato México, además de las oficinas de la Ciudad de México.

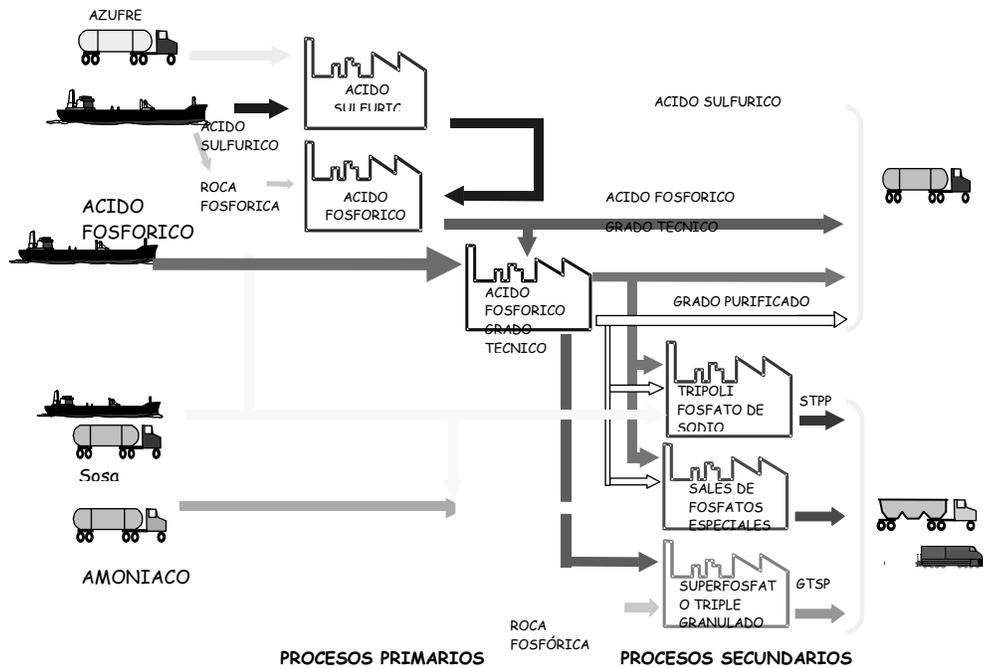


Figura 1-4: Diagrama de Flujo Principal de los Procesos de Innophos Fosfatados de México, sitio Coatzacoalcos

1.4 Visión y Misión del Grupo Innophos

La Visión de la empresa es³:

Ser el productor líder de alto valor agregado de ácido fosfórico y sus derivados, comprometido a proporcionar el mejor servicio a nuestros clientes y accionistas.

La Misión de la empresa es:

- Excelencia en el servicio.
Retener y ganar clientes proporcionando servicios con alto valor agregado.
- Optimización de proceso.

³ Sin Autor. Presentación Director General Fosfatos Latinoamérica Septiembre 2006

Incrementar el valor del negocio por medio de una continua reducción de costos y la optimización de procesos y servicios.

- Innovación.

Impulsar el desarrollo de productos, servicios, aplicaciones y procesos, para garantizar nuestra ventaja competitiva en los mercados seleccionados.

- Desarrollo Humano.

Crear un ambiente de trabajo de reto en el que nuestro personal pueda desarrollarse y añadir valor al negocio, cumpliendo con nuestro código de ética.

- Desarrollo Sustentable.

Mantener la continuidad de nuestras operaciones mediante la observancia de los principios de responsabilidad integral del logro de los compromisos económicos.

1.5 Energéticos para el Complejo Industrial de Innophos

La empresa cuenta con una planta de Servicios Auxiliares para abastecer los servicios de agua de proceso y vapor de alta presión, principalmente. La planta de ácido sulfúrico abastece también vapor de alta presión completando los requerimientos de energía.

La planta de Servicios cuenta con 4 calderas acuatubulares del tipo paquete que satisfacen la demanda de vapor. La planta de ácido sulfúrico genera vapor de alta presión mediante sus 2 calderas de tubos de humo recuperadoras de calor.

El gas natural requerido para la combustión en sus calderas paquete es comprado a PEMEX y recibido en una subestación localizada en los límites de la Unidad. Otro de los usos del gas natural es para la operación de secado de los productos granulares y en polvo en las plantas de superfosfato triple, tripolifosfato de sodio y la de ortofosfatos técnicos.

Por otra parte, la energía eléctrica es proporcionada por CFE y recibida en una subestación localizada dentro de las instalaciones de Innophos. La dependencia de este servicio es total y cualquier falla de CFE afecta directa y fuertemente las operaciones de la empresa.

Los mayores consumidores de energía térmica y eléctrica que tiene el Complejo son sus plantas de ácido fosfórico grado mercantil y de ácido fosfórico purificado. Entre las dos pueden consumir casi un 60% de la energía requerida.

La planta de ácido sulfúrico por sí sola es capaz de satisfacer un 50% de la energía térmica que requiere el complejo. Es una fuente esencial para la propuesta de Cogeneración.

A mediados de los años 90, el grupo Troy Industrias, uno de los antecesores del ahora INNOPHOS, adquirió un Turbogenerador con turbina de extracción y condensación parcial para implementar un sistema de Cogeneración. Sin embargo, dicho sistema solo operó durante un período muy corto de tiempo debido al costo de producción superior al de CFE.

Debido a que normalmente la mayor parte del vapor requerido por el complejo es a baja presión, se utilizan válvulas reductoras que expanden el vapor y se suministra a la planta de ácido fosfórico mercantil.

El lazo energético de este trabajo contempla la realización de una auditoria energética a las instalaciones de la empresa y posteriormente emplear toda esa información para la elaboración y propuesta de un sistema de cogeneración. Es de suma importancia la interpretación y estudio de las áreas de Servicios Auxiliares y de Ácido sulfúrico ya que son las áreas en donde pueden implementarse las nuevas instalaciones para el proyecto.

1.6 Uso de Gas Natural como fuente de energía

Es importante tener en cuenta que actualmente [4] los combustibles fósiles son la fuente primaria para satisfacer el crecimiento mundial de la energía.

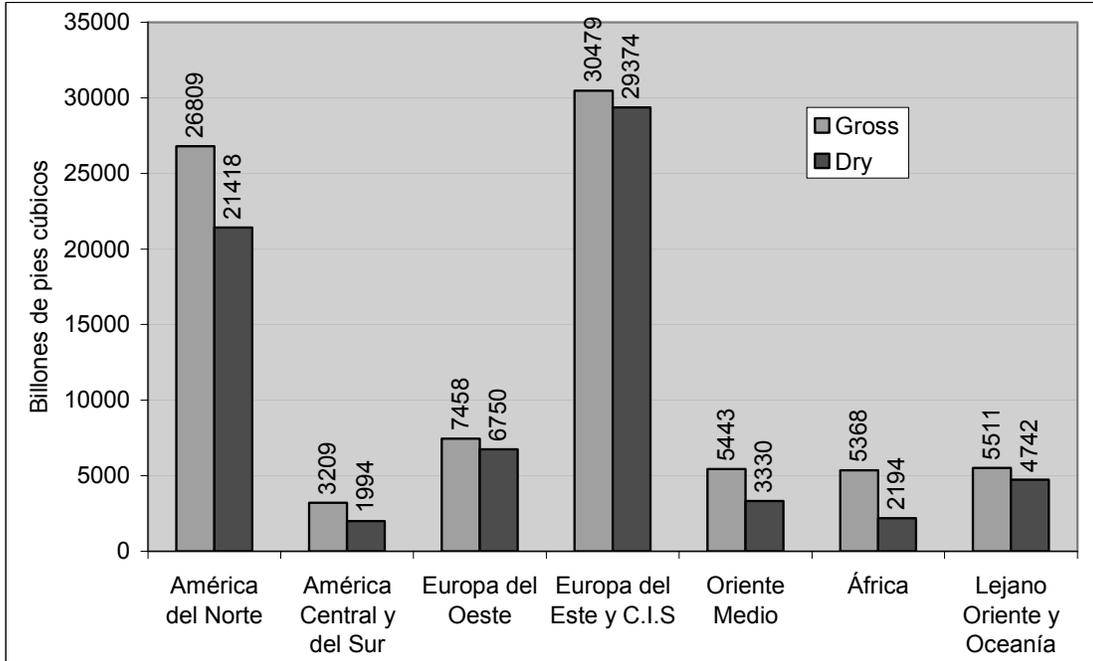


Figura 1-5: Producción Mundial de gas natural en 1988

Tabla 1.1: Consumo de gas natural en los Estados Unidos, Trillones de pies cúbicos⁴.

Año	Residencial	Comercial	Industrial	Elec. Util.	Trasnporte	Total
1980	4.75	2.61	8.20	3.68	0.63	19.87
1981	4.55	2.52	8.06	3.64	0.64	19.41
1982	4.63	2.61	6.94	3.23	0.60	18.01
1983	4.38	2.43	6.62	2.91	0.49	16.83
1984	4.56	2.52	7.23	3.11	0.53	17.95
1985	4.43	2.43	6.87	3.04	0.50	17.27
1986	4.31	2.32	6.50	2.60	0.49	16.22
1987	4.31	2.43	7.10	2.84	0.52	17.20
1988	4.63	2.67	7.48	2.64	0.61	18.03

La producción mundial de energía en 1988 proveniente del gas natural, fue de 3989 trillones de pies cúbicos. Aproximadamente el 50% de esta energía fue

⁴ Fuente: Energy Information Administration, *Annual Energy Review*, 1989.

usada por los países industrializados de la Organización para Cooperación Económica y Desarrollo, incluyendo a los Estados Unidos⁵.

La producción de gas natural en el año 1988 se muestra en la Figura 1-5 Los servicios de electricidad consumen una cantidad pequeña de gas natural, pero es el combustible predilecto para la generación de vapor en la industria.

La Tabla 1.1 muestra el consumo de gas natural en los estados Unidos como una función de año y uso del mismo

⁵ Babcock & Wilcox; Steam, its generation and use. 40th edition, USA, 1978. Pág 8-1

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 Aplicaciones del Segundo Principio de la Termodinámica

Dada su importancia en los cálculos que desarrollaremos, explicaremos brevemente el Segundo Principio de la Termodinámica y su aplicación a los ciclos que rigen el funcionamiento de las turbinas de gas. [1,2,3,11,16,24,27,31,43]

2.1.1 Enunciado del Segundo Principio de la Termodinámica

Dicho Principio, fruto como el Primero de la evidencia experimental, se enuncia como sigue cuando se aplica a un volumen de control como el de la Figura 2-1.

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc} \quad ; \quad \dot{\sigma}_{vc} \geq 0 \quad (2-1)$$

La expresión anterior recuerda en su estructura a la utilizada en el Primer Principio como ecuación de conservación de la energía. Dos son las diferencias que llaman la atención de manera singular entre ambas expresiones:

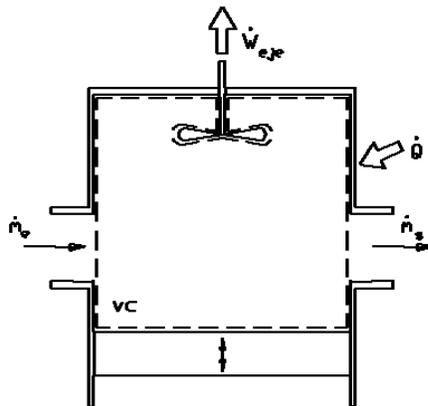


Figura 2-1: Descripción del volumen de control sobre el que se realiza el balance de entropía, como expresión del Segundo Principio de la Termodinámica.

- Mientras que el Primer Principio se ocupa de la energía (**E**), la variable objeto de interés en el Segundo Principio (**S**), es una nueva propiedad

termodinámica que denominaremos “Entropía”. Se trata de una propiedad de estado de carácter extensivo igual que la energía, pudiéndose definir por tanto una propiedad específica a partir de la cual calcular p.e. la entropía asociada a un flujo que entra o sale del v.c. (s_e y s_s en (1)). Como se deduce del primer término en el segundo miembro de dicha ecuación, las unidades de S [J/K] no son las mismas que las de E [J].

- En un contexto no relativista, la energía tiene un carácter conservativo, de ahí que nos refiramos a la ecuación del Primer Principio como la de Conservación de la Energía, que expresa cómo se redistribuye durante un proceso, la energía contenida en un determinado sistema termodinámico. Durante dicho proceso puede producirse sin embargo un incremento neto de entropía ($\dot{\sigma}_w$); i.e. a diferencia de la energía, *la entropía no tiene un carácter conservativo*; por eso se habla simplemente de Ecuación de Balance de Entropía al referirnos al Segundo Principio de la Termodinámica.

La entropía de un v.c. se calcula, como otras magnitudes extensivas mediante una ecuación del tipo de la siguiente, que tiene en cuenta las variaciones espaciales de dicha propiedad:

$$S_w = \int_{m_w} s(m) dm = \int_{V_w} s(V) \cdot \rho(V) dV \quad (2-2)$$

Todo proceso de transferencia de calor supone asimismo una transferencia de entropía que se calcula dividiendo la energía transferida en forma de calor al v.c., por la temperatura (del v.c.) a la que se realiza dicho proceso de transferencia:

$$\left[\frac{dS_w}{dt} \right]_e = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} = \int_{A_w} \frac{\dot{q}(A) dA}{T(A)} \quad (2-3)$$

Los procesos de transferencia de calor tienen lugar en la frontera del v.c., y su temperatura puede cambiar de un sitio a otro de la misma; ésa es la razón de que

aparezca el sumatorio (que puede desaparecer si solamente existe una zona de la frontera con temperatura uniforme a través de la cual se transfiere calor al v.c., o convertirse en una integral si se presenta una variación continua de temperatura en dicha zona de la frontera) en el cálculo de dicha contribución al balance de entropía del v.c.. El sentido en el que varía la entropía del v.c. es el mismo que el de la transferencia de calor; por lo tanto, un v.c. puede experimentar una disminución de su entropía gracias a un proceso de transferencia de calor hacia el exterior del mismo.

No aparece transferencia de entropía asociada a la transferencia de energía mecánica (i.e. trabajo o potencia). Dichos modos de transferencia de energía no implican variaciones en la entropía del volumen de control.

Todo proceso de transferencia de masa supone asimismo una transferencia de entropía, que podemos denominar entropía de flujo, y que se calcula utilizando el valor local de la correspondiente propiedad específica:

$$\left[\frac{dS_{vc}}{dt} \right]_m = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s \quad (2-4)$$

El sentido en el que varía la entropía del v.c. es el mismo que el de la transferencia de masa, pudiendo por tanto aumentar o disminuir debido a este motivo.

Aparte de por los motivos antes mencionados, un v.c. puede experimentar un incremento de su entropía a causa de la realización en el interior del mismo, de procesos irreversibles:

$$\left[\frac{dS_{vc}}{dt} \right]_\sigma = \dot{\sigma}_{vc} \geq 0 \quad (2-5)$$

Se entiende por proceso irreversible aquél que no puede desarrollarse en sentido inverso sin una contribución externa (generalmente la realización de trabajo sobre el v.c.). La condición de proceso reversible se obtiene diciendo sencillamente:

$$\left[\frac{dS_{vc}}{dt} \right]_{\sigma} = \dot{\sigma}_{vc} = 0 \quad (2-6)$$

2.1.2 Ecuaciones de GIBBS

Consideremos pues las ecuaciones de Conservación de la Energía (1^{er} Principio) y Balance de Entropía (2^o Principio), que aplicaremos a un sistema termodinámico simple y cerrado constituido por una sustancia pura que describe un proceso cuasiestacionario. Bajo todas estas condiciones es posible hacer las siguientes hipótesis:

- Proceso reversible.
- La temperatura de la frontera a través de la cual se realiza el proceso de transferencia de calor es uniforme y de valor igual a la temperatura del sistema.
- Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial del sistema.

El Primer Principio expresará lo siguiente:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \left\{ \dot{W}_{eje} + \dot{W}_{\Delta V} \right\} \quad (2-7)$$

Y teniendo en cuenta que el único tipo de trabajo que puede desarrollar este sistema es por variación de volumen, y que sus propiedades son uniformes:

$$\dot{W}_{\Delta V} = p \frac{dV}{dt} \quad (2-8)$$

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - p \frac{dV}{dt} \quad (2-9)$$

El Segundo Principio expresa:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T} \quad (2-10)$$

La única magnitud que no es una propiedad de estado en las ecuaciones (2-9) y (2-10) es la transferencia de calor; si la eliminamos entre ambas ecuaciones y además expresamos el resultado en forma diferencial:

$$TdS = dU + pdV \quad (2-11)$$

Ésta es la primera ecuación TdS o de Gibbs. Para obtener la segunda, basta diferenciar la expresión de la entalpía:

$$H = U + pV \Rightarrow dH = dU + d(pV) = dU + pdV + Vdp \quad (2-12)$$

y sustituyendo en obtenemos:

$$TdS = dH - Vdp \quad (2-13)$$

Las ecuaciones TdS , que pueden utilizarse asimismo para relacionar propiedades específicas, sirven para:

a) Calcular las variaciones de entropía durante un proceso, en función de las variaciones de otras propiedades termodinámicas.

b) Obtener relaciones entre otras propiedades termodinámicas a lo largo de procesos en los que se conoce la variación de entropía (p.e. en los procesos isoentrópicos, la variación de entropía es nula).

2.1.3 Balances de Entropía para el ambiente y el universo

La ecuación de balance de entropía para el ambiente expresará, de acuerdo con las hipótesis anteriores, lo siguiente:

$$\frac{dS_A}{dt} = -\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_0} - \sum_e \dot{m}_e s_e + \sum_s \dot{m}_s s_s \quad (2-14)$$

Definiendo ahora el **Universo** como el conjunto formado por el sistema más el ambiente, escribiremos para dicho sistema la siguiente ecuación de balance de entropía, teniendo en cuenta que de dicho universo no sale ni entra masa ni energía:

$$\frac{dS_U}{dt} = \dot{\sigma}_U \quad ; \quad \dot{\sigma}_U \geq 0 \quad (2-15)$$

Por otra parte, si **Universo = sistema + ambiente**, tendremos:

$$S_U = S_{vc} + S_A \Rightarrow \frac{dS_U}{dt} = \frac{dS_{vc}}{dt} + \frac{dS_A}{dt} \quad (2-16)$$

Definiéndose ahora el universo como suma del volumen de control, el sistema intermedio y el ambiente tendremos, de forma análoga a (2-16):

$$S_U = S_{vc} + S_I + S_A \Rightarrow \frac{dS_U}{dt} = \frac{dS_{vc}}{dt} + \frac{dS_I}{dt} + \frac{dS_A}{dt} \quad (2-17)$$

Operando, resulta

$$\frac{dS_I}{dt} = 0 \quad (2-18)$$

Ecuación que expresa que el sistema intermedio opera en régimen estacionario, aunque el volumen de control no lo haga; ya que ni su entropía ni su energía interna cambian con el tiempo, mientras que transfiera todo el calor que recibe.

Si ahora añadimos la hipótesis de proceso estacionario para el que se sigue en el volumen de control, tendremos el siguiente balance de entropía para dicho sistema:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = 0 \Rightarrow \dot{\sigma}_{vc} = - \left[\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \left(\sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s \right) \right] \quad (2-19)$$

La ecuación expresa que la entropía generada en un proceso estacionario irreversible en el interior del volumen de control se traslada al ambiente mediante transferencia de calor (1^{er} sumando) o de masa (2^o sumando).

2.1.4 Balances de Entropía en motores térmicos

En su aplicación en máquinas para producción de potencia, el Segundo Principio de la Termodinámica permitirá:

- Establecer un límite máximo posible para el rendimiento de dicha máquina térmica.
- Cuantificar el efecto que tiene la irreversibilidad sobre el trabajo obtenido de dicha máquina, y por tanto sobre su rendimiento.

Para analizar los motores térmicos resulta conveniente distinguir entre dos tipos:

- **Motores de combustión externa:** Operan intercambiando calor con focos externos al sistema cerrado (reciben calor de un foco a temperatura elevada, y arrojan calor al ambiente), generalmente realizando un proceso cíclico. Es el caso p.e. de las plantas de producción de energía eléctrica (tanto nucleares como térmicas) que utilizan un ciclo de vapor.
- **Motores de combustión interna:** Operan como volúmenes de control en los cuales entra aire y combustible y salen productos de la combustión. La energía necesaria para la producción de potencia mecánica no se obtiene de una fuente de calor exterior, sino que utiliza la diferencia de entalpía que hay entre los reactantes (aire y combustible) y los productos de la combustión. Estas máquinas no operan de forma cíclica.

MOTORES TÉRMICOS ASIMILADOS A SISTEMAS CERRADOS QUE OPERAN DE FORMA CÍCLICA:

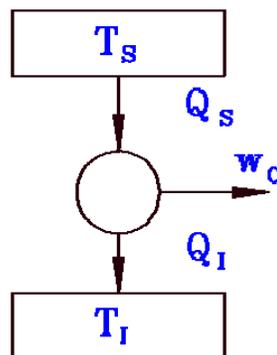


Figura 2-2: Esquema de un sistema cerrado que, operando de forma cíclica, representa un motor térmico.

La aplicación de Primer y Segundo Principio de la Termodinámica aplicados al sistema cerrado esquematizado en la Figura 2-2, que opera de forma cíclica, proporciona el siguiente resultado:

$$\text{Primer Principio: } W_C = Q_S - Q_I$$

$$\text{Segundo Principio: } 0 = \frac{Q_S}{T_S} - \frac{Q_I}{T_I} + \sigma_C$$

En las expresiones anteriores, las cantidades W_C , Q_S y Q_I son positivas. Eso es así porque ya se ha tenido en cuenta el signo de cada una de estas interacciones. Por ejemplo el calor intercambiado con el foco a baja temperatura (T_I) es negativo, de acuerdo con el convenio de signos establecido: calor positivo cuando entra en el sistema y trabajo positivo cuando sale del sistema (que es el motor); por ese motivo aparece un signo menos delante de Q_I .

Pero el Segundo Principio aporta más información ya que se deduce de (30) la siguiente desigualdad

$$\sigma_C = \frac{Q_I}{T_I} - \frac{Q_S}{T_S} \geq 0 \quad (2-20)$$

Que ordenando la ecuación de otra forma da:

$$Q_I = Q_S \frac{T_I}{T_S} + \sigma_C T_I \quad (2-21)$$

Hay por tanto un valor mínimo de Q_I , que se presenta para el caso en el que la evolución es reversible ($\sigma_C = 0$):

$$Q_{I,min} = Q_S \frac{T_I}{T_S} \quad (2-22)$$

De esta expresión se deduce que T_I y T_S han de ser del mismo signo, para que su cociente sea positivo ya que positivos son tanto Q_I como Q_S .

Si trabajamos ahora con la definición del rendimiento de un motor térmico:

$$\eta = \frac{W_C}{Q_S} = \frac{Q_S - Q_I}{Q_S} = 1 - \frac{Q_I}{Q_S} = 1 - \left[\frac{T_I}{T_S} + \frac{\sigma_C T_I}{Q_S} \right] \quad (2-23)$$

El rendimiento de un motor es tanto más pequeño, cuanto mayor sea su irreversibilidad. Mientras más alta sea la temperatura inferior T_I , más bajo es el rendimiento, y mayor efecto negativo tiene la irreversibilidad sobre el mismo. A ese mínimo de Q_I correspondiente al proceso reversible, le sigue un máximo del rendimiento:

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_I}{T_S} \quad (2-24)$$

Puesto que no se ha tenido que hacer ninguna particularización acerca de los tipos de procesos que componen el ciclo de trabajo del motor, el valor de rendimiento proporcionado por (2-24), es el que tendrá cualquier ciclo reversible que opere intercambiando calor a temperatura constante con dos focos a temperaturas T_S y T_I respectivamente.

MOTORES TÉRMICOS ASIMILADOS A VOLÚMENES DE CONTROL:

No existe una razón termodinámica que imponga la existencia de una transferencia de calor: el motor podría ser adiabático. Si no lo es, se debe a razones tecnológicas: la refrigeración es necesaria p.e. en ciertas partes del motor sometidas a condiciones de temperatura elevada limitada por los materiales de que están construidas, o para evitar que el aceite pierda sus características lubricantes.

Para simplificar las cosas, supondremos una distribución de temperatura uniforme en la parte de su frontera a través de la cual se realiza el proceso de transferencia de calor (\dot{Q}) desde el motor hacia el exterior. La temperatura de esta zona de la frontera la supondremos igual a la del ambiente exterior al motor (T_0), considerando con ello la irreversibilidad externa como parte de la irreversibilidad asociada a dicho motor.

Escribiremos las ecuaciones de Conservación de la masa, Conservación de la Energía (Primer Principio) y Balance de Entropía (Segundo Principio) para un volumen de control que opera en *régimen estacionario*, considerando además *despreciables las variaciones de energía potencial entre las secciones de entrada y de salida*:

Conservación de la masa:

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{combustible} = \dot{m}_{productos} = \dot{m} \quad (2-25)$$

Primer Principio:

$$0 = -\dot{Q} - \dot{W}_{aje} + \dot{m}(h_{t,e} - h_{t,s}) \quad (2-26)$$

Segundo Principio:

$$0 = \frac{-\dot{Q}}{T_0} + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}_{vc} \quad (2-27)$$

Eliminando \dot{Q} y ordenando:

$$\dot{W}_{aje} = \dot{m} \left\{ (h_{t,e} - T_0 s_e) - (h_{t,s} - T_0 s_s) \right\} - \dot{\sigma}_{vc} T_0 \quad (2-28)$$

Esta expresión indica que si durante la operación del motor se genera (debido a procesos irreversibles) una cantidad de entropía $\dot{\sigma}_{vc}$ por unidad de tiempo, la potencia que se obtiene del sistema disminuye (comparada con la del proceso totalmente reversible) en una cantidad que es proporcional a dicha irreversibilidad ($\dot{\sigma}_{vc} T_0$), para las mismas condiciones de entrada y salida.

Se suele definir el rendimiento de estos motores como el cociente entre la potencia obtenida y el contenido energético de los reactantes que se evalúa con el Poder Calorífico del combustible: energía que puede obtenerse de la combustión de una unidad de masa de combustible. El Poder Calorífico de un combustible se

determina experimentalmente, alcanzando valores típicos para combustibles orgánicos del orden de 40 MJ/kg):

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{eje}}}{\dot{m}_c L_c} \quad (2-29)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_c} \left\{ \frac{(h_{t,s} - T_0 s_e) - (h_{t,s} - T_0 s_s)}{L_c} \right\} - \frac{\dot{\sigma}_w T_0}{\dot{m}_c L_c}$$

Expresión que, en lo que respecta a comportamiento desde el punto de vista de irreversibilidades y temperatura del sumidero de calor residual, muestra tendencias similares a la por (2-24), obtenida para un motor que operara de forma cíclica.

Aparece además otra limitación al rendimiento aparte de las irreversibilidades, debida a la variación de entropía entre la entrada y la salida del motor. El rendimiento máximo para este tipo de máquinas térmicas se presenta, igual que en las cíclicas, para procesos reversibles, y vale:

$$\eta_{\max} = \frac{\dot{m}(h_{t,s} - h_{t,s})}{\dot{m}_c L_c} - \frac{\dot{m} T_0 (s_e - s_s)}{\dot{m}_c L_c} \quad (2-30)$$

Del análisis de esta ecuación para el caso reversible, se deduce que la diferencia de entropías que aparece en es positiva para un proceso con transferencia de calor, y nula para un proceso adiabático reversible. Por lo tanto las irreversibilidades y la refrigeración del motor son elementos limitadores de su rendimiento.

2.1.5 Cálculo de entropía en gases ideales

El modelo de gas ideal queda recogido en las siguientes ecuaciones:

- Ecuación de estado: $pv = RgT$
- La energía interna es función exclusiva de T : $u = u(T)$

Y por lo tanto la entalpía:

$$h = u(T) + pv = u(T) + RgT = h(T) \quad (2-31)$$

conducen a que la entalpía es asimismo una función exclusiva de T . Esta circunstancia permite que podamos calcular las variaciones de energía interna y de entalpía utilizando los calores específicos a volumen constante y presión constante respectivamente ya que, de acuerdo con su definición:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{v=cte.} = \frac{du}{dT}, \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{p=cte.} = \frac{dh}{dT} \quad (2-32)$$

Estas expresiones pueden utilizarse integradas entre dos estados termodinámicos de equilibrio de la siguiente manera:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT, \quad h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (2-33)$$

Las variaciones de entropía pueden relacionarse con las de energía interna y entalpía a través de las ecuaciones Tds que ya hemos obtenido:

$$Tds = du + pdv \Rightarrow ds = \frac{du}{T} + \frac{pdv}{T} = \frac{du}{T} + Rg \frac{dv}{v} \quad (2-34)$$

$$Tds = dh - vdp \Rightarrow ds = \frac{dh}{T} - \frac{vdp}{T} = \frac{dh}{T} - Rg \frac{dp}{p}$$

que integradas proporcionan las relaciones buscadas:

$$S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v(T)}{T} dT + Rg \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v(T)}{T} dT + Rg \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2-35)$$

$$S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p(T)}{T} dT - Rg \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p(T)}{T} dT - Rg \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Ambas expresiones proporcionan el mismo resultado, pudiéndose utilizar la más conveniente en cada caso, dependiendo de la variable cuyos valores inicial y final se conozcan o puedan calcularse con mayor facilidad.

Si se añade ahora la hipótesis de gas ideal caloríficamente perfecto, las ecuaciones anteriores se simplifican como sigue:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + Rg \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - Rg \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2-36)$$

2.1.6 Cálculo de entropía en líquidos ideales

Siguiendo un razonamiento similar al seguido con los gases ideales, usaremos el modelo de líquido ideal:

- Ecuación de estado: $v = cte$
- La energía interna es función exclusiva de T : $u = u(T)$

Que incorporadas a la definición de entalpía:

$$h = u(T) + pv = h(T, p) \quad (2-37)$$

Calculemos ahora las variaciones de energía interna y entalpía del líquido ideal utilizando su definición de calor específico:

$$c = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{v=cte.} = \frac{du}{dT} \Rightarrow du = c dT \quad (2-38)$$

$$dh = du + d(pv) = du + p dv + v dp = du + v dp = c dT + v dp$$

Las dos ecuaciones Tds proporcionan el mismo resultado cuando se aplican sobre líquidos ideales:

$$T ds = du + p dv = du \Rightarrow ds = \frac{du}{T} \quad (2-39)$$

que puede ser integrada entre dos estados termodinámicos de equilibrio para determinar la variación de entropía:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c(T)}{T} dT \quad (2-40)$$

Y para un líquido ideal caloríficamente perfecto:

$$s_2 - s_1 = c \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (2-41)$$

2.1.7 Procesos isoentrópicos y politrópicos

Un proceso isoentrópico es aquél en el cual la entropía del sistema se mantiene constante. Esta condición puede aplicarse para relacionar propiedades en diferentes tipos de sustancias como sigue:

- *Gases ideales caloríficamente perfectos:*

Para un gas ideal:

$$0 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + Rg \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad 0 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - Rg \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2-42)$$

Es decir:

$$\frac{Rg}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{Rg}{c_p} \ln \frac{p_2}{p_1} = 0 \quad (2-43)$$

y teniendo en cuenta ahora que: $Rg = c_p - c_v$; $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$

obtenemos:

$$\kappa \ln \frac{v_2}{v_1} + \ln \frac{p_2}{p_1} = 0 \Rightarrow \ln \left[\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\kappa \frac{p_2}{p_1} \right] = 0 \Rightarrow \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\kappa \frac{p_2}{p_1} = 1 \quad (2-44)$$

O bien: $p_1 v_1^\kappa = p_2 v_2^\kappa$

- *Líquidos ideales:*

Para líquidos ideales caloríficamente perfectos:

$$0 = c \ln \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow T_2 = T_1 \quad (2-45)$$

Esta ecuación expresa que un proceso isoentrópico en un líquido ideal tiene lugar a temperatura constante, y por tanto sin cambios en su energía interna. La conclusión puede en este caso extenderse también para líquidos no caloríficamente perfectos ya que puede ser asimismo obtenida a partir de la primera ecuación de Gibbs imponiendo sobre ella la ecuación su estado:

$$\left. \begin{array}{l} Tds = du + pdv \\ ds = 0 \\ v = cte \end{array} \right\} \Rightarrow du = 0 \Rightarrow T = cte \quad (2-46)$$

- *Cualquier tipo de sustancia pura:*

La segunda ecuación de Gibbs proporciona asimismo otra relación interesante aplicable a cualquier sustancia que experimenta una evolución isoentrópica, ya que no se ha hecho ninguna hipótesis acerca del tipo de sustancia para obtener las siguientes ecuaciones:

$$\left. \begin{array}{l} Tds = dh - vdp \\ ds = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow dh = vdp \quad (2-47)$$

En los procesos cuasiestacionarios resulta útil obtener lo que se denomina una *ecuación de la evolución*: una relación entre propiedades termodinámicas del sistema, que pueda utilizarse para calcular el trabajo realizado por el mismo durante dicha evolución.

- Proceso isoterma en un gas ideal: $T = cte \Rightarrow pv = cte$
- Proceso isoentrópico en un gas ideal caloríficamente perfecto: $pv^\kappa = cte$

En la mayoría de las evoluciones reales, el proceso se aparta bastante de evoluciones como las descritas por las dos ecuaciones anteriores. No obstante resulta procedente la hipótesis de proceso cuasiestacionario, y conveniente la descripción de la evolución en un formato similar. A tal propósito se han desarrollado

los modelos de procesos politrópicos, cuya ecuación de evolución tiene el siguiente aspecto general:

$$pv^n = cte \quad (2-48)$$

Como puede verse se trata de englobar dentro de una expresión con formato único, evoluciones muy diferentes. Para representar una determinada evolución basta con seleccionar el valor de n que mejor se adapta a cada caso particular. Por ejemplo:

- Proceso isoterma en un gas ideal: $n = 1$
- Proceso isóbaro (presión constante) en cualquier tipo de sustancia: $n = 0$
- Proceso isoentrópico en un gas ideal caloríficamente perfecto: $n = \kappa$
- Proceso isócoro (volumen constante) en cualquier tipo de sustancia: $n \rightarrow \infty$

Todas estas relaciones son aplicables, cuando se satisfacen las condiciones particulares prescritas para cada una de ellas, al cálculo del trabajo por variación de volumen desarrollado en procesos cuasiestacionarios, que expresado en forma de magnitud específica sería:

$$w_{\text{cuasiestacionario}, \Delta V} = \frac{W_{\Delta V}}{m} = \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (2-49)$$

2.1.8 Aplicación a las turbinas e intercambiadores de calor

Intercambiadores de calor

Consideraremos ahora un un intercambiador de calor cerrado (i.e. los dos flujos no se mezclan porque la pared del tubo los mantiene separados), que supondremos que opera bajo las siguientes hipótesis:

- Régimen estacionario.
- Proceso adiabático: Hay transferencia de calor de un flujo a otro pero no hacia el exterior.

- Ambos flujos se consideran reversibles.

Aplicaremos en primer lugar el 1^{er} Principio a un v.c. que contenga la totalidad del intercambiador de calor, como se muestra en Figura 2-3

$$\dot{m}_1(h_{e,1} - h_{s,1}) + \dot{m}_2(h_{e,2} - h_{s,2}) = 0 \quad (2-50)$$

A la hora de aplicar el 2^o Principio al mismo v.c. hemos de considerar que el hecho de que ambas flujos sean reversibles, no implica que la operación del intercambiador completo lo sea, ya que si existe una diferencia de temperatura finita entre ambos flujos (y la debe de existir para no tener que utilizar intercambiadores de calor de área infinita), existirá una irreversibilidad asociada a dicho proceso de transferencia de calor:

$$\dot{m}_1(s_{e,1} - s_{s,1}) + \dot{m}_2(s_{e,2} - s_{s,2}) + \sigma_{IC} = 0 \quad (2-51)$$

Consideremos ahora separadamente la aplicación de ambos Principios a cada uno de los flujos. Para ello consideremos en primer lugar el flujo 1, tomando un v.c. como el indicado en la Figura 2-4:

1^{er} Principio: $-\dot{Q} = \dot{m}_1(h_{e,1} - h_{s,1})$

2^o Principio: $\int_{e1,s1} \frac{\delta Q}{T_1} + \dot{m}_1(s_{e,1} - s_{s,1}) = 0$

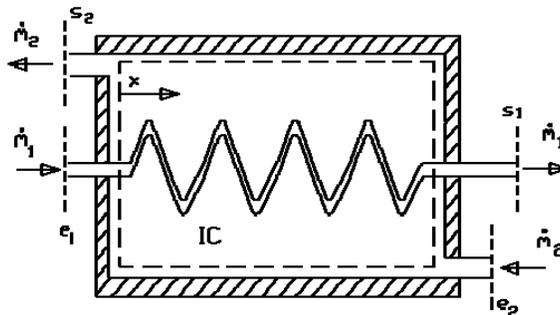


Figura 2-3: Intercambiador de calor cerrado.

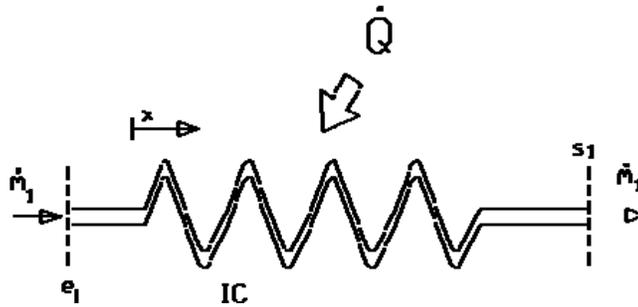


Figura 2-4: Volumen de control seleccionado para estudiar uno de los flujos del intercambiador de calor cerrado.

Haciendo lo propio con el otro flujo:

1^{er} Principio: $\dot{Q} = \dot{m}_2 (h_{e,2} - h_{s,2})$

2^o Principio: $\int_{e2,s2} \frac{\delta Q}{T_2} + \dot{m}_2 (s_{e,2} - s_{s,2}) = 0$

Se obtiene la siguiente relación, que determina la irreversibilidad del intercambiador de calor:

$$\dot{\sigma}_{IC} = \int_{e1,s1} \frac{\delta Q}{T_1} - \int_{e2,s2} \frac{\delta Q}{T_2} \tag{2-52}$$

Las cosas se simplifican considerablemente si se da la circunstancia de que en un de los flujos, la temperatura se mantiene uniforme para cualquier valor de x. Eso sucede p.e. si en dicho flujo está teniendo lugar un proceso de cambio de fase a presión constante. Supongamos que se da esa condición en el flujo 1; entonces, la ecuación pasa a ser sencillamente:

$$\frac{\dot{Q}}{T_1} + \dot{m}_1 (s_{e,1} - s_{s,1}) = 0 \Rightarrow \dot{Q} = -\dot{m}_1 T_1 (s_{e,1} - s_{s,1}) \tag{2-53}$$

Expresión de gran utilidad, ya que permite calcular el calor intercambiado entre los dos flujos conociendo las variaciones de entropía del flujo cuya temperatura se mantiene constante. Además, podemos hallar las diferencias de entalpía en cada flujo:

$$h_{e,1} - h_{s,1} = \frac{-\dot{Q}}{\dot{m}_1} = T_1(s_{e,1} - s_{s,1}) \quad h_{e,2} - h_{s,2} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_2} = -\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} T_1(s_{e,1} - s_{s,1}) \quad (2-54)$$

Finalmente, caso de tener igualmente temperatura uniforme en el flujo 2, podemos simplificar en la siguiente forma:

$$\dot{\sigma}_{TC} = \dot{Q} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (2-55)$$

Expresión que como podemos ver satisface obviamente el Segundo Principio de la Termodinámica ya que, por el signo que arbitrariamente hemos puesto a \dot{Q} , tiene que ser $T_2 > T_1$, y que ya se obtuvo anteriormente para calcular la irreversibilidad asociada a un proceso de transferencia de calor bajo una diferencia finita de temperatura.

Turbinas de vapor

La Figura 2-5 esquematiza una turbina de vapor como un volumen de control que opera en régimen estacionario y en condiciones adiabáticas ($\dot{Q}=0$). Se muestra además la evolución del fluido en el diagrama T - s . La aplicación de 1^{er} y 2^o Principio a dicho v.c. suponiendo despreciable la variación de energía potencial entre la entrada y la salida de la turbina, arroja las siguientes ecuaciones:

$$\omega_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_{t,e} - h_{t,s})$$

1^{er} Principio:

$$2^{\circ} \text{ Principio: } \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}_t = 0 \Rightarrow \dot{\sigma}_t = \dot{m}(s_s - s_e) \geq 0 \Rightarrow s_s \geq s_e$$

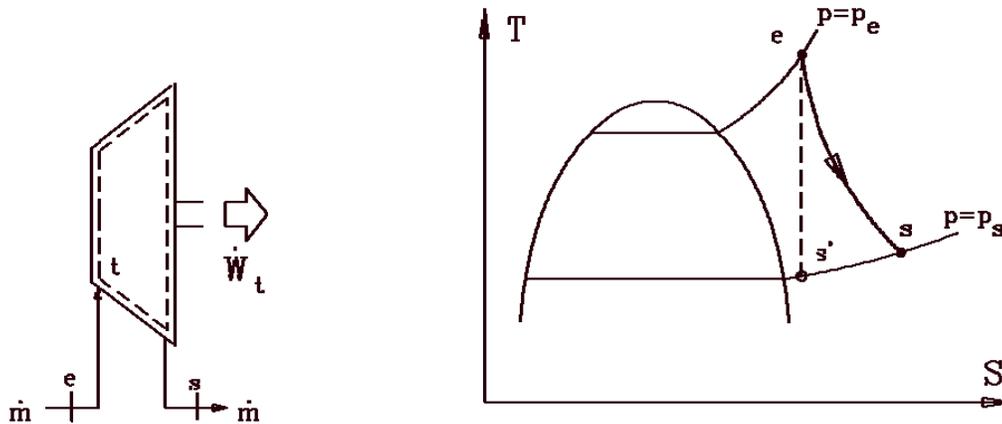


Figura 2-5: Esquema de una turbina de vapor como volumen de control y evolución en el diagrama T-s.

La ecuación (2-55) expresa que, debido a las irreversibilidades, la entropía del flujo de salida de la turbina, será mayor que la de entrada, siendo tanto mayor cuanto mayor sea la irreversibilidad. En el caso de que el proceso fuera reversible, la diferencia de entropía entre dichos flujos sería nula, siendo en este caso el proceso isoentrópico.

Utilizando la 2ª ecuación de Gibbs (obtenida combinando 1º y 2º Principios) tenemos, para una variación infinitesimal de propiedades a lo largo de la evolución en la turbina:

$$dh = vdp + Tds \tag{2-56}$$

No se puede utilizar esta ecuación integrada entre las condiciones de entrada y de salida para calcular el trabajo obtenido de la turbina, ya que aparte de que sería necesario despreciar variaciones de energía cinética, habría que escribir v en función de p , y T en función de s a lo largo del proceso. No es necesario hacer nada de esto para lograr el propósito perseguido: nos basta con ver que en la evolución estudiada se cumple que:

$$dh < 0 \ ; \ dp < 0 \ ; \ ds \geq 0 \tag{2-57}$$

Por lo tanto, el hecho de que la entropía aumente supone una diferencia menor entre la entalpía de entrada y de salida, conduciendo, como se deduce de (2-55) a un trabajo obtenido de la turbina menor; es decir:

$$(h_{t,e} - h_{t,s})_{irreversible} < (h_{t,e} - h_{t,s})_{reversible} \quad (2-58)$$

Para cuantificar esta diferencia se define el *rendimiento isoentrópico de una turbina* como el cociente entre dichas cantidades:

$$\eta_t = \frac{w_{t,irreversible}}{w_{t,reversible}} = \frac{(h_{t,e} - h_{t,s})_{irreversible}}{(h_{t,e} - h_{t,s})_{reversible}} \quad (2-59)$$

Como puede fácilmente suponerse, el trabajo irreversible corresponde al obtenido en una evolución real (y habrá de determinarse experimentalmente), mientras que el reversible puede ser calculado teóricamente, asimilando el proceso a isoentrópico. El rendimiento isoentrópico expresa por tanto cómo se separa el proceso real del reversible.

Turbinas de gas [42]

Una turbina de gas simple está compuesta de tres secciones principales: un compresor, un quemador y una turbina de potencia. Las turbinas de gas operan en base en el principio del ciclo Brayton, en donde aire comprimido es mezclado con combustible y quemado bajo condiciones de presión constante. El gas caliente producido por la combustión se le permite expandirse a través de la turbina y hacerla girar para llevar a cabo trabajo. En una turbina de gas con una eficiencia del 33%, aproximadamente 2/3 del trabajo producido se usa comprimiendo el aire. El otro 1/3 está disponible para generar electricidad, impulsar un dispositivo mecánico, etc.

Una variación del sistema de turbina simple (Brayton) es el de añadir un regenerador. El regenerador es un intercambiador de calor que aprovecha la energía de los gases calientes de escape al precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Este ciclo normalmente es utilizado en turbinas que trabajan con bajas

presiones. Ejemplos de turbinas que usan este ciclo son: la Solar Centaur de 3500 hp hasta la General Electric Frame 5 de 35000 hp.

Procesos del ciclo:

- 1-2 Compresión adiabática del aire ($\Delta Q_{12} = 0$)
- 2-3 Inyección de combustible y combustión a $P = \text{cte}$. Suministro de calor Q_1
- 3-4 Expansión Adiabática ($\Delta Q_{34} = 0$)
- 4-1 Expulsión de gases de combustión a $P = \text{cte}$. Pérdida de calor Q_2

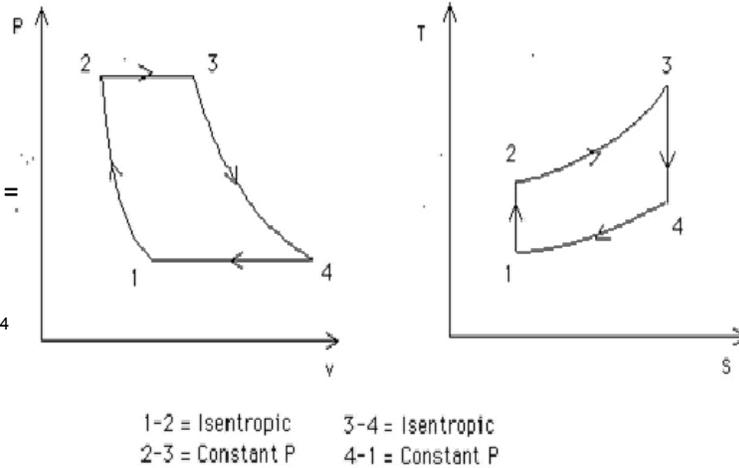


Figura 2-6: Diagramas (Pv) y (T,s) de una turbina de gas de combustión (Ciclo Brayton).

Las turbinas de gas con altas presiones de trabajo pueden utilizar un interenfriador para enfriar el aire ente las etapas de compresión, permitiendo quemar más combustible y generar más potencia. El factor limitante para la cantidad de combustible utilizado es la temperatura de los gases calientes creados por la combustión, debido a que existen restricciones a las temperaturas que pueden soportar los alabes de la turbina y otras partes de la misma. Con los avances en la Ingeniería de los materiales, estos límites siempre van aumentando. Una turbina de este tipo es la General Electric LM1600 versión marina.

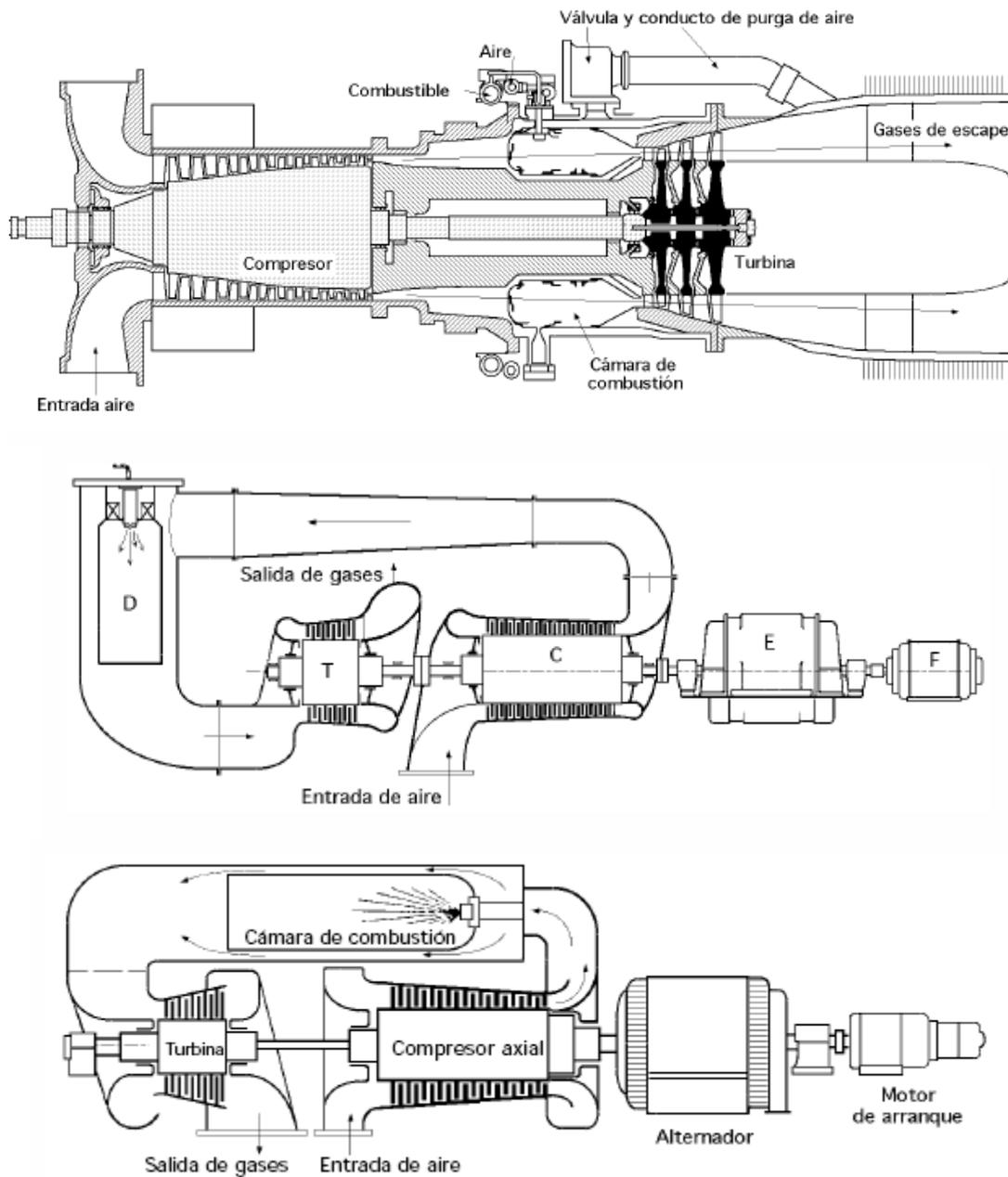


Figura 2-7: Esquemas del funcionamiento de una turbina de gas (Ciclo Brayton).

Existen también turbinas de gas con varias etapas de combustión y expansión y otras con interenfriador y regenerador en el mismo ciclo. Estos ciclos los podemos ver a continuación:

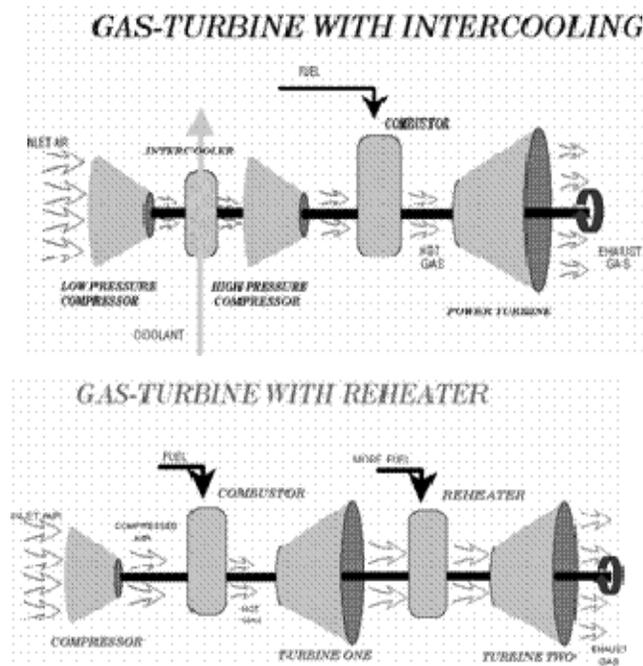


Figura 2-8: Conexión de una turbina de gas con intercambiador o con recalentador.

El ciclo de Brayton de aire normal, es el ciclo ideal de una turbina de gas simple. El ciclo abierto de una turbina de gas simple, que utiliza un proceso de combustión interna se puede observar en la gráfica siguiente. Cabe anotar que también existe un ciclo cerrado teórico de una turbina de gas simple.

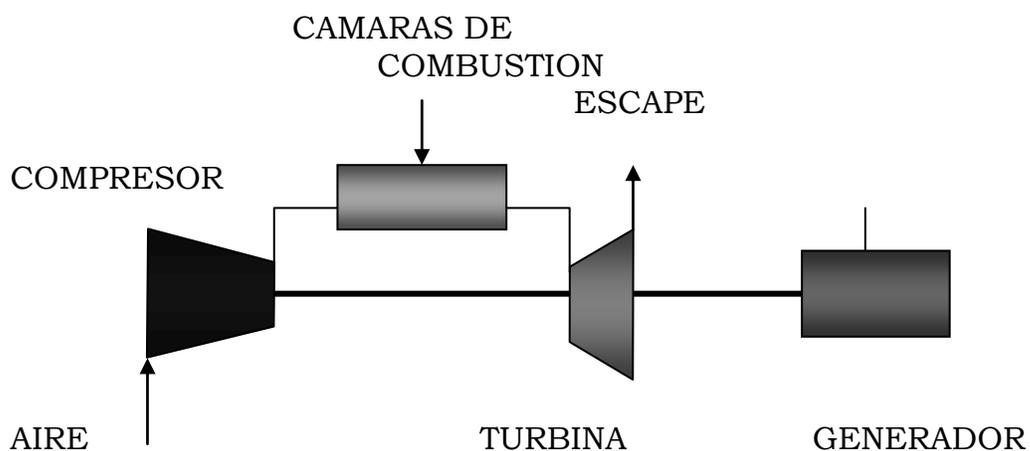


Figura 2-9: Esquema básico de una turbina de gas.

En esta gráfica podemos observar el compresor, la cámara de combustión, la turbina, el aire y combustible en el ciclo abierto Brayton.

El rendimiento del ciclo de Brayton de aire normal se encuentra como sigue.

$$\eta_{\text{m}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4 / T_1 - 1)}{T_2(T_3 / T_2 - 1)} \quad (2-60)$$

sin embargo notamos que,

$$\begin{aligned} \frac{P_3}{P_4} &= \frac{P_2}{P_1} \therefore \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_1} \\ \frac{P_3}{P_2} &= \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{P_4}{P_1} = \left(\frac{T_4}{T_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \end{aligned} \quad (2-61)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \therefore \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \text{ y } \frac{T_3}{T_4} - 1 = \frac{T_2}{T_1} - 1$$

$$\eta_{\text{m}} = 1 - \frac{1}{(P_3 / P_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

El rendimiento del ciclo de Brayton de aire normal es, por lo tanto, una función de la relación isentrópica de presión. El rendimiento aumenta con la relación de presión, y esto es evidente en el diagrama T-s ya que al ir aumentando la relación de presión, se cambiará el ciclo de 1-2-3-4-1 a 1-2'-3'-4-1. El último ciclo tiene mayor suministro de calor y la misma cantidad de calor cedido, que el ciclo original, y por tanto, tiene mayor rendimiento; advierta, sin embargo, que el último ciclo tiene una temperatura máxima (T_3') más alta que la del ciclo (T_3). En la turbina de gas real, la temperatura máxima del gas que entra a la turbina es determinada por consideraciones metalúrgicas. Por lo tanto si fijamos la temperatura T_3 y aumentamos la relación de presión, el ciclo resultante es 1-2'-3"-4"-1. Este ciclo tendrá un rendimiento más alto que el del ciclo original, pero, de esta manera, cambia el trabajo por kilogramo de substancia de trabajo.

Con el advenimiento de los reactores nucleares, el ciclo cerrado de la turbina de gas ha cobrado gran importancia. El calor se transmite ya sea directamente o a

través de un segundo fluido, del combustible en el reactor nuclear a la substancia de trabajo en la turbina de gas; el calor es cedido de la substancia de trabajo al medio exterior.

La turbina de gas real, difiere principalmente del ciclo ideal a causa de las irreversibilidades en el compresor y en la turbina y debido al descenso de presión en los pasos de flujo y en la cámara de combustión (o en el cambiador de calor en una turbina de ciclo cerrado). Los rendimientos de l compresor y de la turbina están definidos en relación a los procesos isentrópicos. Los rendimientos son los siguientes:

$$\eta_{\text{comp}} = (h_{2s} - h_1)/(h_2 - h_1) \quad (2-62)$$

$$\eta_{\text{tur}} = (h_3 - h_4)/(h_3 - h_{4s})$$

El rendimiento del ciclo de una turbina de gas, puede mejorarse con la adición de un regenerador. Se puede observar el ciclo en la gráfica siguiente:

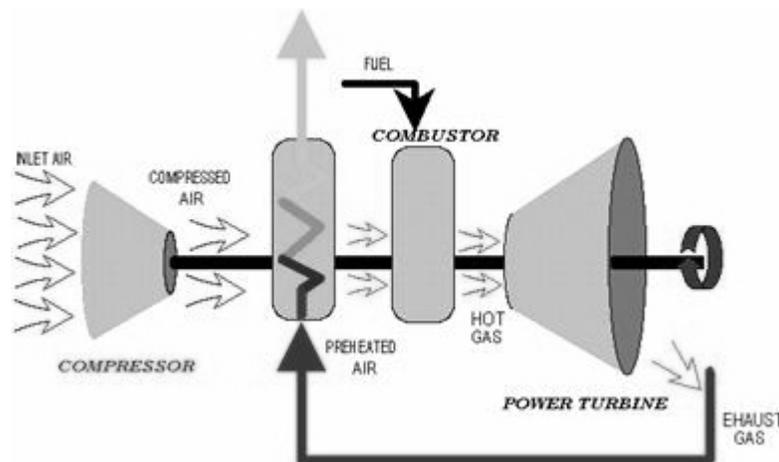


Figura 2-10: Turbina de gas con regeneración.

La influencia de la relación de presión en el ciclo simple de una turbina de gas con regenerador, se ve al considerar el ciclo 1-2'-3'-4-1; en este ciclo, la temperatura de los gases de salida de la turbina es exactamente igual a la temperatura de los gases que salen del compresor; por lo tanto, aquí no hay

posibilidad de utilizar un regenerador. Esto puede verse mejor al determinar el rendimiento del ciclo de gas ideal de la turbina con regenerador.

El rendimiento de este ciclo con regeneración se encuentra como sigue, donde los estados son:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{térmico}} &= W_{\text{neto}}/q_H = (W_t - W_c)/q_H \\ q_H &= C_p \cdot (T_3 - T_x) \\ W_t &= C_p \cdot (T_3 - T_4)\end{aligned}\tag{2-63}$$

Pero para el regenerador ideal, $T_4 = T_x$ y por lo tanto $q_H = w_t$; de donde,

$$\begin{aligned}\eta_{\text{térmico}} &= 1 - \frac{w_c}{w_t} = 1 - \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)} \\ &= 1 - \frac{T_1(T_2/T_1 - 1)}{T_3(1 - T_4/T_3)} = 1 - \frac{T_1[(P_2/P_1)^{\gamma-1} - 1]}{T_3[1 - (P_1/P_2)^{\gamma-1}]} \\ \eta_{\text{térmico}} &= 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\gamma-1}\end{aligned}\tag{2-64}$$

Vemos, así, que para el ciclo ideal con regeneración el rendimiento térmico depende no sólo de la relación de presión, sino también de la relación de la mínima a la máxima temperaturas. También notamos que, en contraste con el ciclo de Brayton, el rendimiento disminuye al aumentar la relación de presión. El rendimiento térmico contra la relación de presión, para este ciclo.

$$T_1/T_3 = 0,25\tag{2-65}$$

La efectividad o rendimiento de un regenerador está dada por el término rendimiento del regenerador; El estado x representa a los gases de alta presión que salen del regenerador. En el regenerador ideal habría una diferencia infinitesimal de temperaturas entre los dos flujos y los de alta presión saldrían del regenerador a la temperatura T_x' pero $T_3' = T_4$. En el regenerador real que debe operar a una diferencia de temperaturas finita T_x y, por lo tanto, la temperatura real que sale del regenerador, es menor que T_x' . El rendimiento del regenerador se define como,

$$\eta_{\text{reg}} = (h_x - h_2)/(h_{z'} - h_2) \quad (2-66)$$

Si suponemos el calor que el calor específico es constante, el rendimiento del regenerador también está dado por la relación

$$\eta_{\text{reg}} = (T_x - T_2)/(T_{x'} - T_2) \quad (2-67)$$

Es bueno señalar que se puede alcanzar un rendimiento alto usando un regenerador con una gran área de transmisión de calor; sin embargo, esto también incrementa el descenso de presión, que representa una pérdida, y tanto el descenso de presión como el rendimiento del regenerador, deben considerarse para determinar que regenerador dará el máximo rendimiento térmico del ciclo. Desde el punto de vista económico, el costo del regenerador debe tomarse en cuenta para saber si justifica el ahorro que se obtendrá con su instalación y uso.

En la siguiente tabla se muestran los principales resultados para turbinas de gas:

Tabla 2.1: Resumen de los principales resultados para turbinas de gas.

Calor Suministrado:	$Q_1 = mCp\Delta T_{23} = mCp(T_3 - T_2)$
Calor Rechazado:	$Q_2 = mCp\Delta T_{41} = mCp(T_1 - T_4)$ $ Q_2 = mCp(T_4 - T_1)$
Trabajo del Ciclo :	$W = Q_1 - Q_2 $
Relación de presiones:	$\gamma = \frac{P_2}{P_3}$

Rendimiento Térmico:	$\eta = \frac{Q_1 - Q_2 }{Q_1} = \frac{W}{Q_1}$ $\eta = 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right)$ $\eta = 1 - \left(\frac{1}{T_p^{\frac{k-1}{k}}} \right)$
Para que el trabajo del ciclo sea máximo se tiene que hacer lo siguiente	$\frac{dW}{dT_2} = 0 \dots \text{entonces} \dots T_2 = \sqrt{T_3 T_1}$
Obteniendo finalmente que el trabajo máximo del ciclo se obtiene cuanto	$T_2 = T_4$
En maquinas de uso industrial	$T_3/T_1 = 3.5 \text{ a } 4$
En reactores de aviación (Utilizando alabes enfriados por aire)	$T_3/T_1 = 5 \text{ a } 5.5$
La relación de presiones para obtener el trabajo máximo está dada por la siguiente expresión	$\gamma_p^{\frac{2(k-1)}{k}} = \frac{T_3}{T_1}$
Trabajo del Compresor:	$W_C = h_2 - h_1$
Trabajo de la Turbina :	$W_T = h_3 - h_4$
Trabajo Neto:	$W = W_T - W_c $

2.2 Proceso de Generación

Con el objeto de analizar el proceso de generación, se ha dividido el proceso de producción en cinco subprocesos [3,5,13,16,31]

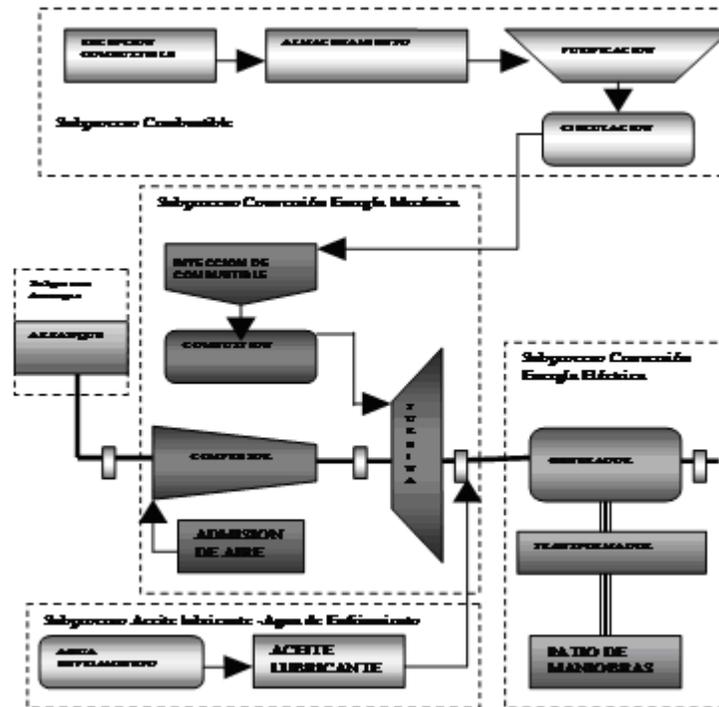


Figura 2-11: Esquema del proceso de generación.

- Subproceso Combustible
 - Recepción y almacenamiento
 - Purificación y Almacenamiento en Tanque Diario
 - Circulación de Combustible
- Subproceso Arranque
 - Al igual que todas las máquinas de combustión interna, las turbinas a gas no pueden producir torque a cero velocidad, por tanto se tiene que utilizar un dispositivo de arranque para girar la turbina.

- El torque necesario inicial es muy alto, debido a la gran inercia del rotor y la fricción, el sistema de arranque de la turbina a gas debe proporcionar además la energía mecánica suficiente para llevar a la turbina hasta la velocidad de auto mantenimiento, esto es para que pueda por si misma mover al compresor y comprimir la suficiente cantidad de aire que asegure la combustión, lo que sucede alrededor del 20% de su velocidad nominal (1020 RPM), luego de esto el dispositivo de arranque continuará contribuyendo con su energía, hasta aproximadamente el 60% de la velocidad.
- Durante el arranque, los alabes guía de entrada al compresor se cierran al 40% de su posición de apertura por medio de una cremallera, esto con el objeto de disminuir el efecto de penduleo. Una vez que el compresor ha alcanzado su velocidad nominal, estos se abren para dar paso a una entrada mayor de aire, necesario para la operación normal.
- De acuerdo con esto el sistema de arranque debe cumplir con tres funciones:
 - Proporcionar un alto torque de arranque al eje cuando este se encuentra en reposo, para romper la inercia y la fricción estática e iniciar el giro.
 - Llevar el conjunto compresor turbina generador hasta la velocidad de encendido.
 - Ayudar a llevar al rotor hasta la velocidad de autosuficiencia.
- Al dar una señal de arranque a la unidad, el virador hidráulico es el encargado de sacar de la inercia al eje del conjunto compresor turbina generador. Este mecanismo básicamente esta compuesto de dos pistones accionados por el aceite hidráulico de la unidad, el suministro y control de secuencia

para el funcionamiento de los dos pistones lo realiza un bloque de válvulas.

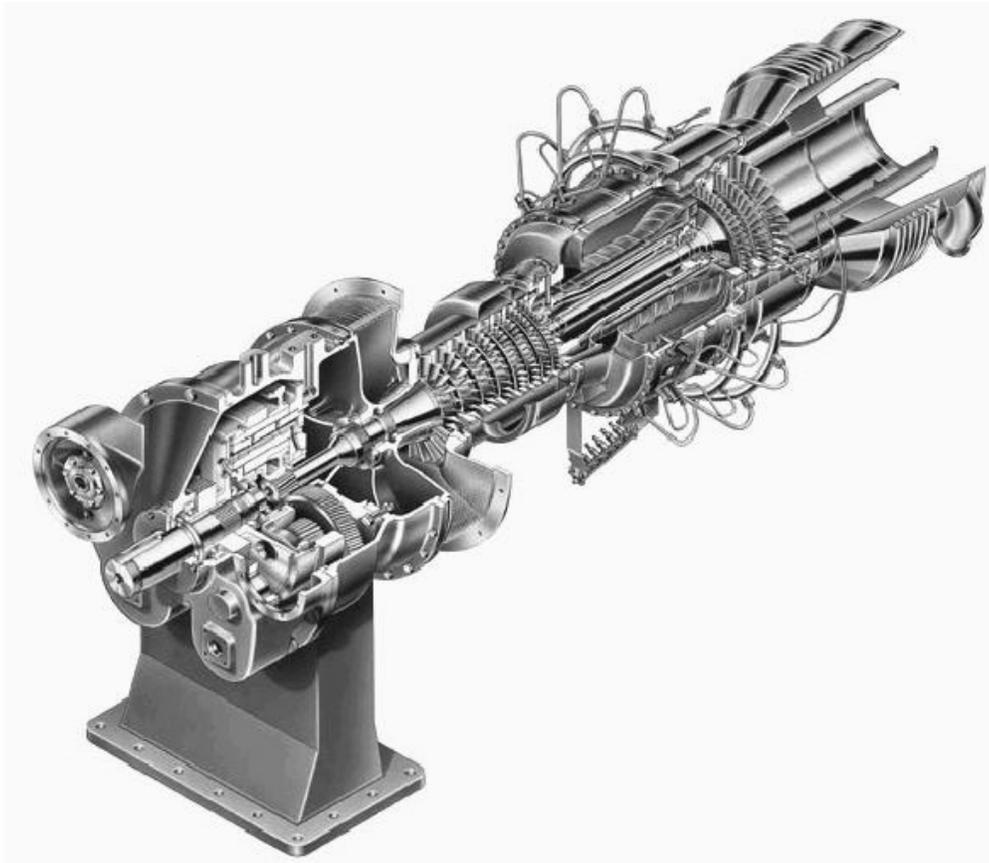


Figura 2-12: Esquema de la turbina de gas.

- Una vez el rotor en movimiento, arranca el motor Detroit, y a través del convertidor de torque, arrastra al eje de la turbina, y de igual manera acciona la caja de engranajes y accesorios, iniciando a su vez la operación de la bomba principal de aceite lubricante sin embargo, durante este periodo, es necesario el funcionamiento de la bomba auxiliar de lubricación, que es la que proporciona la presión suficiente para mantener una adecuada lubricación en los cojinetes de turbina y generador. Esta bomba permanece funcionando hasta que la unidad haya alcanzado las 4800RPM. A esta velocidad, la bomba principal accionada por la caja de engranajes y accesorios, ya tiene la

capacidad de mantener la suficiente presión de aceite lubricante.

- El motor diesel lleva a la turbina hasta su velocidad de mantenimiento, desenganchándose del eje por medio de un embrague sincrónico, y permanece en velocidad de relantín durante 5 minutos más.
- Subproceso Aceite lubricante - Agua de enfriamiento
 - Aceite Lubricante: El propósito del sistema de aceite lubricante, es el de proveer un aceite limpio para la lubricación de los cojinetes de generador, lubricación del reductor de velocidades y embrague sincrónico, así como también lubricación a la caja de accesorios. La circulación del aceite sirve además para arrastrar el calor generado por la fricción en cada uno de los elementos anteriormente mencionados.
 - Aceite Hidráulico: Este subproceso tiene por objeto suministrar aceite para el movimiento o accionamiento de los dispositivos tales como: virador hidráulico, acoplamiento de embrague de garras, movimiento de los alabes guías de entrada al compresor, y accionamiento de la válvula de control en derivación de combustible.
 - Agua de Enfriamiento: Este sistema tiene como objetivo evacuar el calor del aceite lubricante, generado en los diferentes dispositivos como cojinetes y engranajes, además provee de enfriamiento para el motor diesel de arranque.
- Subproceso Conversión de energía mecánica
 - Admisión de aire: El aire es el elemento esencial en el proceso de transformación de energía en una turbina a gas, sus moléculas son las encargadas de llevar la energía entre las cámaras de combustión y la turbina. Este proceso tiene como

objetivo introducir y elevar la presión del aire hacia las cámaras de combustión para la producción de gases calientes, este sistema esta formado por: compartimiento de admisión, filtros, silenciadores y ductos de admisión, alabes guías de entrada al compresor, compresor de flujo axial de 17 etapas, carcasas. El aire del compresor es también utilizado para enfriamiento, obturación y sellos. La relación de compresión es de aproximadamente de 6 a 8 veces la presión de entrada o atmosférica.

- El rendimiento de una turbina a gas, esta directamente relacionado con la temperatura de entrada de aire al compresor, conforme disminuye la temperatura, el rendimiento de la turbina se incrementa. Cada turbina, o cada modelo de turbina posee una curva característica que representa este fenómeno, para el presente caso se ha tomado una temperatura promedio de referencia de 15 ° centígrados, obteniendo una salida de potencia de 13 MW.
- Inyección de combustible: Este sistema tiene por objeto filtrar, elevar la presión, regular y dividir el caudal, e inyectar el combustible a las cámaras de combustión.
- El combustible pasa a través de una segunda etapa de filtrado (filtros de alta presión), luego por medio de una bomba principal de engranajes accionada mecánicamente por el eje de la turbina, inyecta el combustible hacia el divisor de flujo, este lo distribuye hacia las diez cámaras de combustión, para la regulación del caudal se dispone de una válvula de control en derivación, que se encuentra situada entre el lado de aspiración y el lado de descarga de la bomba principal, la función de esta válvula es desviar el exceso de combustible a la salida de la bomba, para devolverlo al lado de aspiración.

- El accionamiento de la válvula en derivación se realiza por medio de una servo válvula de control, esta es la interfase entre los sistemas eléctricos y mecánicos. Convierte una señal eléctrica de entrada en una señal de salida hidráulica que mueve el pistón de la válvula de control en derivación.
- El divisor de flujo, consta de 12 bombas de engranaje, montadas sobre un mismo eje, las cuales son operadas por la presión del combustible. El combustible fluye a través de una tubería interior, de diámetro común hasta cada una de las bombas, por lo cual el flujo se distribuye proporcionalmente a cada una de las bombas.
- El caudal que inyecta cada una de las bombas, depende de la velocidad de rotación del divisor. Para controlar esta velocidad se dispone de dos sensores magnéticos de velocidad, estos a su vez realizan la función de protección para la turbina, ya que si detectan una diferencia de velocidad entre las bombas, disparan la turbina. Cada bomba del divisor de flujo dispone de un manómetro, la diferencia máxima admisible entre ellas es de 20 psi.
- Mediante el divisor de flujo, repartimos el combustible hacia las diez cámaras de combustión, el ingreso a estas se lo realiza a través de las toberas, cuya función es la de atomizar el diesel, y así proporcionar una mezcla uniforme de combustible y oxígeno necesario para la combustión.
- Sistema de Combustión: El sistema de combustión tiene por objeto quemar el combustible y producir gases calientes capaces de hacer girar la turbina.
- La combustión tiene lugar en diez cámaras de combustión cilíndricas concéntricas al eje de turbina y compresor. El aire a alta presión es descargado por el compresor axial, pasa a las

cámaras de combustión, cambiando totalmente la dirección del flujo y entrando a cada cámara por los agujeros y ranuras de las camisas de combustión, cumpliendo de esta manera una doble función: enfriar la camisa y proporcionar oxígeno necesario para quemar el combustible.

- El combustible es inyectado a las cámaras desde el divisor de flujo a través de inyectores o toberas, las que pulverizan el combustible y permiten obtener una mezcla homogénea para la combustión uniforme.

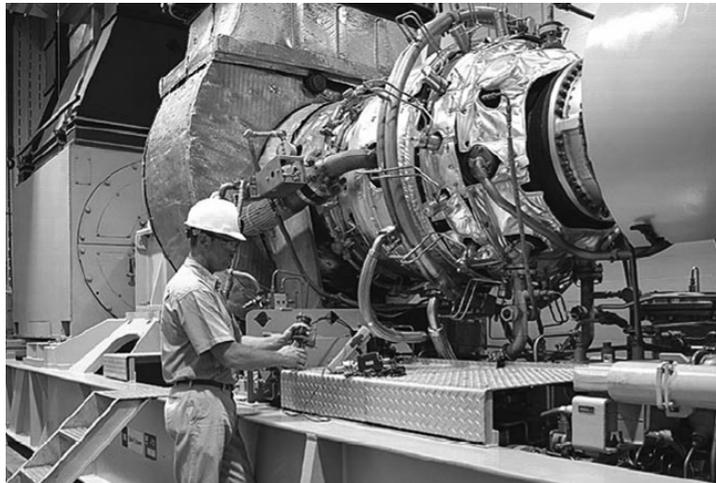


Figura 2-13: Detalle del mantenimiento de la turbina de gas.

- Subproceso Conversión de energía eléctrica
 - Una vez que se ha transformado la energía calórica contenida en el combustible en energía mecánica y esta mueve el eje de turbina, se acciona el generador, del cual se obtiene la generación de energía eléctrica que es en último término el producto final. La velocidad de giro de la turbina es de 5100 rpm, a través del reductor de velocidades se obtiene las 3600 rpm para el accionamiento del rotor del generador.

2.3 Diseño y análisis de un sistema de Cogeneración

El proceso para diseñar y evaluar un sistema de cogeneración [2] presenta muchos factores a considerar, una lista no limitativa de estos incluye: disponibilidad y seguridad de combustibles, reglamentaciones, economía, tecnología, negociación de contrato y financiamiento.

2.3.1 Consideraciones generales

Aún cuando la cogeneración debe ser evaluada como parte de un plan de administración de energía su principal prerrequisito es que la planta presente una demanda significativa y concurrente de calor y energía eléctrica, una vez identificado este escenario puede explorarse sistemas de cogeneración aplicables bajo las siguientes circunstancias:

- Desarrollo de nuevas instalaciones.
- Ampliaciones importantes a instalaciones existentes con incremento de demandas de calor y/o de producción de energía remanente de proceso.
- Reemplazo de equipo viejo de proceso o de generación de energía eléctrica y oportunidad de mejorar la eficiencia del sistema de suministro de energía.

Algunos términos y definiciones que generalmente se manejan en las discusiones de sistemas de ciclo combinado:

- **PLANTA INDUSTRIAL:** la instalación que requiere calor de proceso y energía eléctrica y/o potencia mecánica, puede ser una planta de proceso, una instalación de manufactura, el campus de una universidad, etc.
- **CALOR DE PROCESO:** la energía térmica requerida por la planta industrial que puede suministrarse como vapor, agua caliente, aire caliente, etc.
- **RETORNO DE PROCESO:** el fluido y calor no utilizado que regresan de la planta industrial de un sistema de cogeneración, cuando el calor se suministra como vapor, el retorno es condensado.

- **CALOR NETO A PROCESO:** la diferencia entre la energía térmica suministrada a la planta industrial y la energía que retorna al sistema de cogeneración.
- **DEMANDA DE POTENCIA DE LA PLANTA:** la potencia o carga eléctrica que demanda la planta industrial incluyendo procesos de manufactura, acondicionamiento de ambiente, iluminación, etc. expresada en kW o mW.
- **RELACIÓN CALOR / ENERGÍA ELÉCTRICA:** relación de calor a energía eléctrica de la planta industrial (demanda) o del ciclo de cogeneración (capacidad).
- **CICLO SUPERIOR:** ciclo térmico en que se genera energía eléctrica antes de entregar el calor a la planta industrial, como sucede en el caso de recuperación de calor de un generador diesel eléctrico para producción de vapor o agua caliente.
- **CICLO INFERIOR:** sistema en que la generación de energía eléctrica es a costa del calor recuperado de un proceso térmico.
- **CICLO COMBINADO:** la combinación de dos de los ciclos descritos antes, un ciclo superior típico es el de turbogenerador con turbina de gas y recuperación de calor para producir vapor que se expandirá en una turbina de vapor para generar energía eléctrica ó mecánica pudiendo también extraerse vapor para proceso.
- **MÁQUINA PRIMARIA O PRIMO MOTOR:** unidad en un sistema de ciclo combinado que genera potencia eléctrica o mecánica, típicamente un turbogenerador o un generador con máquina de combustión interna.
- **RÉGIMEN TÉRMICO:** relación entre la energía total entregada a un sistema de cogeneración y la energía útil entregada por éste. Podrá discriminarse parcialmente el régimen térmico en la producción de energías eléctrica o térmica útiles. Se expresa en kcal o Btu/kWh.

- CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR: cantidad de vapor requerida en determinadas condiciones de operación para generar un kWh.
- CONSUMO TÉRMICO UNITARIO: término empleado para expresar en un ciclo de central termoeléctrica el consumo térmico de aquél para obtener una unidad de energía útil y se expresa en kcal ó Btu/kWh.

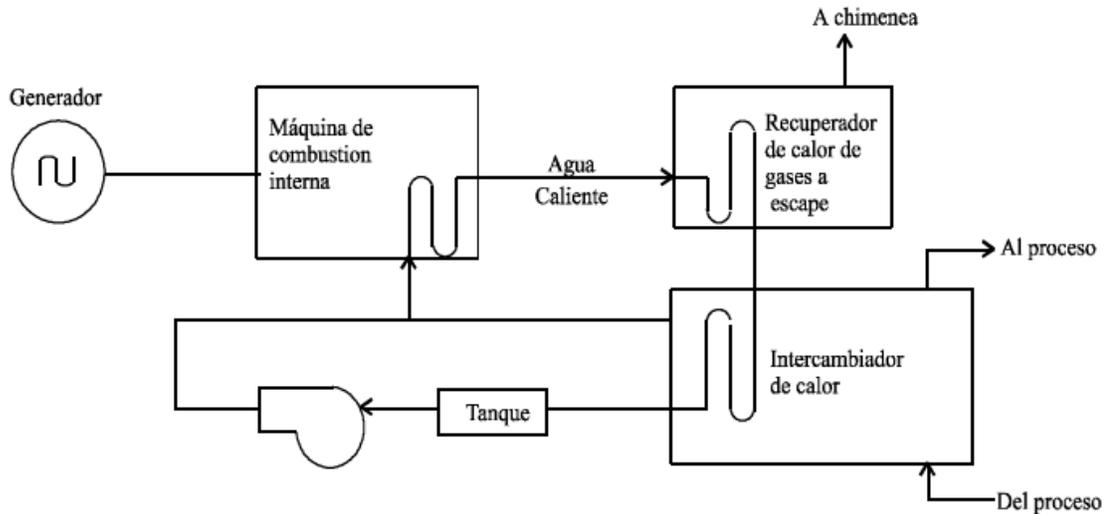


Figura 2-14: Ciclo Superior con Máquina Diesel

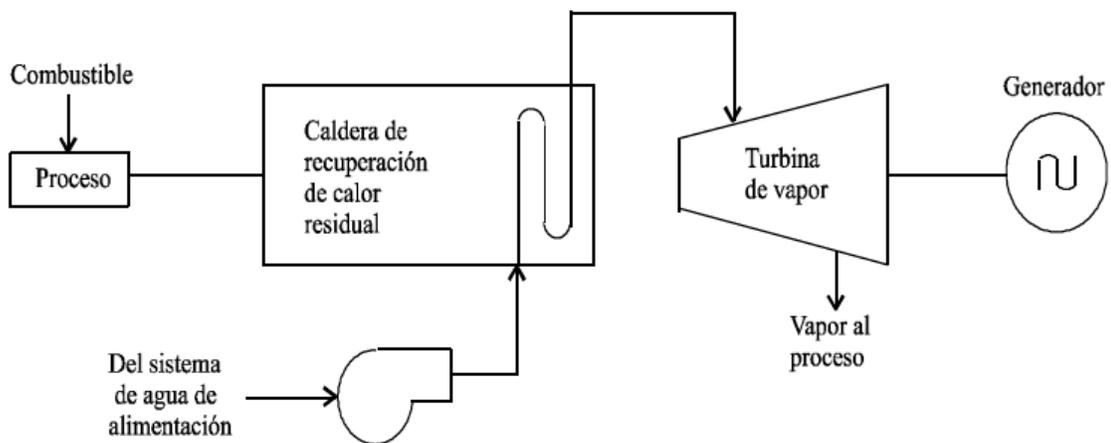


Figura 2-15: Ciclo Inferior con Turbina de Vapor

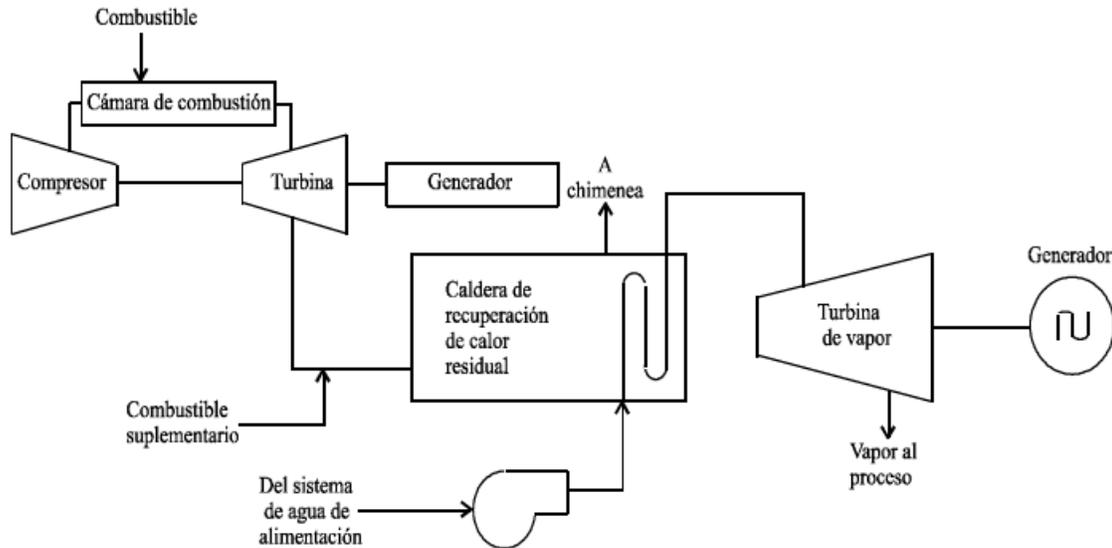


Figura 2-16: Ciclo Combinado con Turbina de Gas

2.3.2 Situación actual de la cogeneración

El sistema de cogeneración industrial más frecuentemente empleado en la actualidad se basa en el desarrollo de la turbina de gas como equipo primo motor principal y en el gas natural como combustible. Los gases de escape provenientes de la turbina se aprovechan normalmente en una caldera de recuperación, utilizándose la técnica de la post-combustión para ajustar la producción de calor útil a la demanda puntual del proceso industrial.

El sistema alcanza elevados rendimientos globales (75-85%), con rendimientos eléctricos variables en función principalmente del tamaño de la instalación (20- 35%). Para aplicaciones en el sector terciario, así como en la pequeña industria, el motor de gases es el equipo más utilizado. Su rendimiento eléctrico es del orden del 32%, alcanzándose rendimientos globales promedio en esquemas de cogeneración (60- 75%) inferiores a los obtenidos en las instalaciones de cogeneración industriales indicadas.

En España por ejemplo la producción de electricidad mediante cogeneración ha experimentado en los últimos dos años un crecimiento del 56%, ha sido la turbina de gas el equipo empleado en 28 de un total de 42 nuevas instalaciones. (1990).

En Holanda, país que cubre aproximadamente el 15% de sus necesidades eléctricas mediante cogeneración, se habían instalado, en el período 1980-1987, 91 turbinas de gas con 1.328 MW de potencia eléctrica. Así mismo, en los EE.UU. y más concretamente en los estados de California y Texas, instalaciones de cogeneración que totalizan 9.500 MW eléctricos se han implantado desde la promulgación en 1978 del PURPA (Public Utility Regulatory Policy Act.). Las turbinas y motores de gas han sido también los equipos motores principales empleados.

El aprovechamiento simultáneo del calor y electricidad que caracteriza a la cogeneración hace a ésta especialmente eficiente en el uso de la energía. La generación de electricidad en las centrales termoeléctricas convencionales del servicio público representa rendimientos sensiblemente inferiores al disiparse en el medio ambiente importantes cantidades de calor para el que no existe posible aplicación, con rendimiento promedio (correspondiente a 1987) del 34.02%.

Las pérdidas por transporte de electricidad en los sistemas de cogeneración, al producirse la electricidad donde se consume, son muy inferiores a las existentes en el sistema convención. Según la estadística de energía eléctrica estas pérdidas en este último supusieron del 6.0 al 10.0% de la energía disponible para el servicio público y sólo el 2.0% para los autogeneradores.

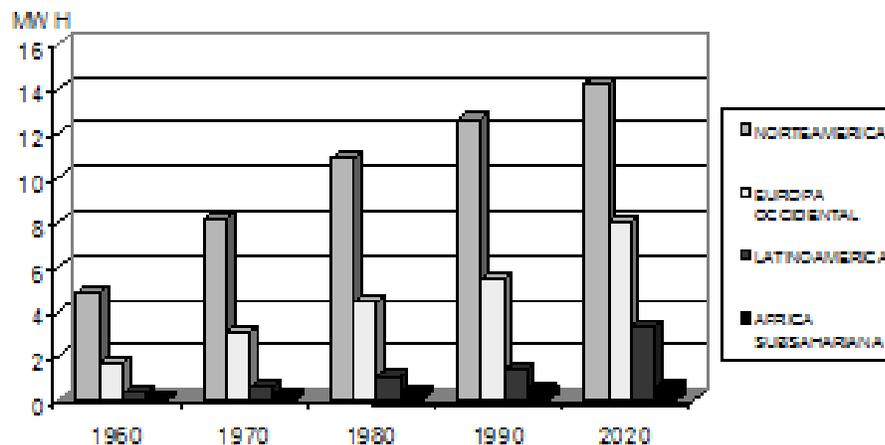


Figura 2-17: Consumo per cápita de energía eléctrica por regiones (mwh/año).

La estructura del consumo de energía eléctrica determina el nivel de participación en la emisión de gases efecto invernadero, así como su evolución esperada emisión de gases efecto invernadero por grupo de países (millones de toneladas).

En el caso de los países en desarrollo, el mayor ritmo de crecimiento del consumo de energía eléctrica, y por lo tanto, en la emisión de gases efecto invernadero se explica por:

- Mayor crecimiento demográfico
- Necesidad de incrementar el nivel de bienestar social, a través de un mayor suministro de energía

El consumo per capita de energía eléctrica, en América Latina, equivale a tan solo el 10.6% del alcanzado en los Estados Unidos.

En el caso de los países en desarrollo, el mayor ritmo de crecimiento del consumo de energía eléctrica, y por lo tanto, en la emisión de gases efecto invernadero se explica por:

- Correlacion entre el consumo de electricidad y esperanza media de vida de nacer
- Correlacion entre analfabetismo y consumo de energia

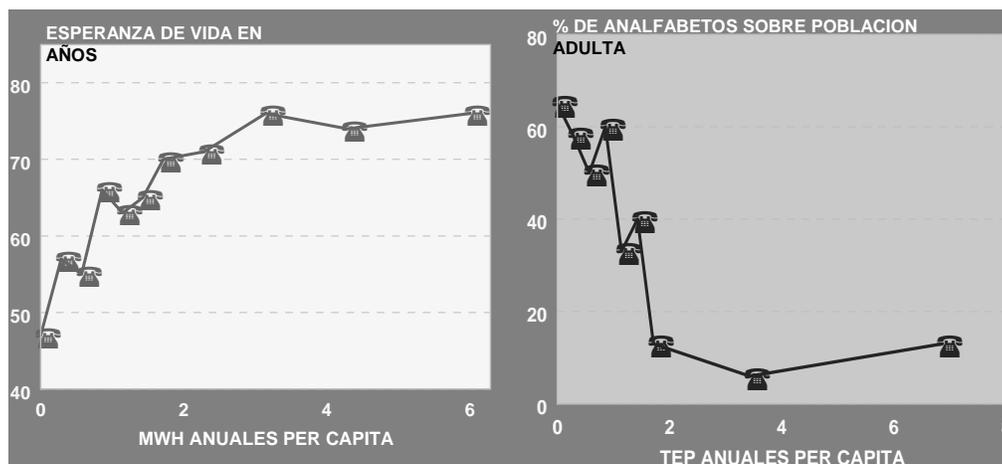


Figura 2-18: Correlaciones entre el consumo eléctrico per cápita e indicadores sociales básicos.

2.3.3 Condiciones Internacionales

El consumo energético en el mundo sigue creciendo, particularmente en países en desarrollo. El mercado petrolero se ha mantenido estable, pese a la incertidumbre política en la región del Medio Oriente. El mercado de gas natural crece rápidamente, así como la infraestructura para el desarrollo de terminales de gas natural licuado. La industria eléctrica a nivel mundial enfrenta una situación difícil en términos de inversión y desarrollo de infraestructura.

El crecimiento promedio anual en el consumo de energía, en el mundo, será de 2.3% para el período 1999-2020. Mientras que en México enfrentaremos una tasa anual promedio del 3.9% en las próximas décadas.

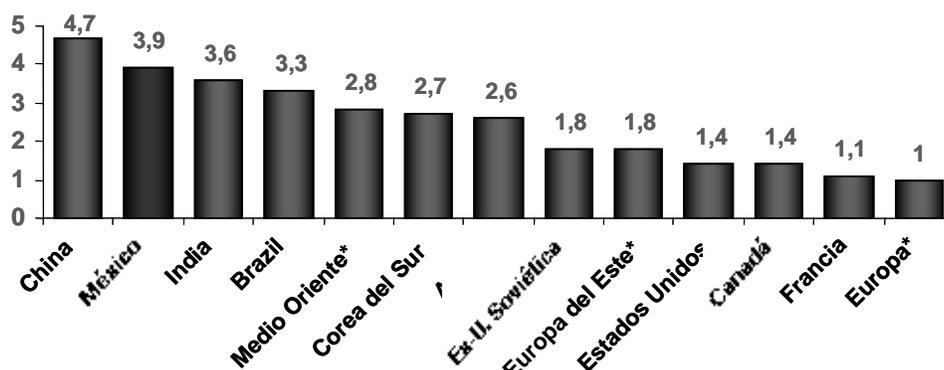


Figura 2-19: Crecimiento promedio mundial (%) del consume energético⁶.

2.3.4 El Sector Energético en México

El suministro de petróleo se encuentra en el centro del debate geopolítico y económico internacional. La inestabilidad e incertidumbre política en meses recientes generó volatilidad y preocupación en el mercado. [2, 3, 5, 12, 14, 32, 40]

La desaceleración económica provocó la reducción en la demanda de petróleo, sin embargo las expectativas para el próximo año son de la reactivación económica mundial y por consiguiente el consumo. El diálogo entre consumidores y

⁶ International Energy Agency

productores ha permitido la estabilidad de los mercados en una época de incertidumbre.

El sector energético es una de las actividades económicas más importantes en México y la principal fuente de recursos gubernamentales. El sector energético contribuye con el 5.3% del PIB. Las exportaciones petroleras suman el 13% del total de las exportaciones a nivel nacional, descontando maquila.

Una tercera parte de los ingresos públicos (34-37%) provienen del pago de derechos e impuestos por PEMEX. El sector es un detonador de desarrollo responsable del 46% de las inversiones públicas y del 10% de las inversiones totales del país. Las empresas públicas energéticas (PEMEX, CFE y LFC) emplean alrededor de 250,000 trabajadores.

La cobertura nacional es del 95%. Los estados con mayor rezago alcanzan una cobertura entre 87% y 93%. Hay sin embargo 900 mil habitantes viviendo en 4,300 comunidades de más de 100 habitantes que aun no han sido electrificadas. De éstas, 2,100 son comunidades con población mayoritariamente indígena, que son las que presentan mayores rezagos.

Este mercado se ha mostrado sumamente dinámico en los últimos tiempos. Al respecto puede anotarse acerca de su comportamiento, que para los años 2007-2007 se espera que en cuanto a la demanda, el crecimiento anual de 5.6% en la demanda será impulsado básicamente por dos sectores: el industrial y el residencial.

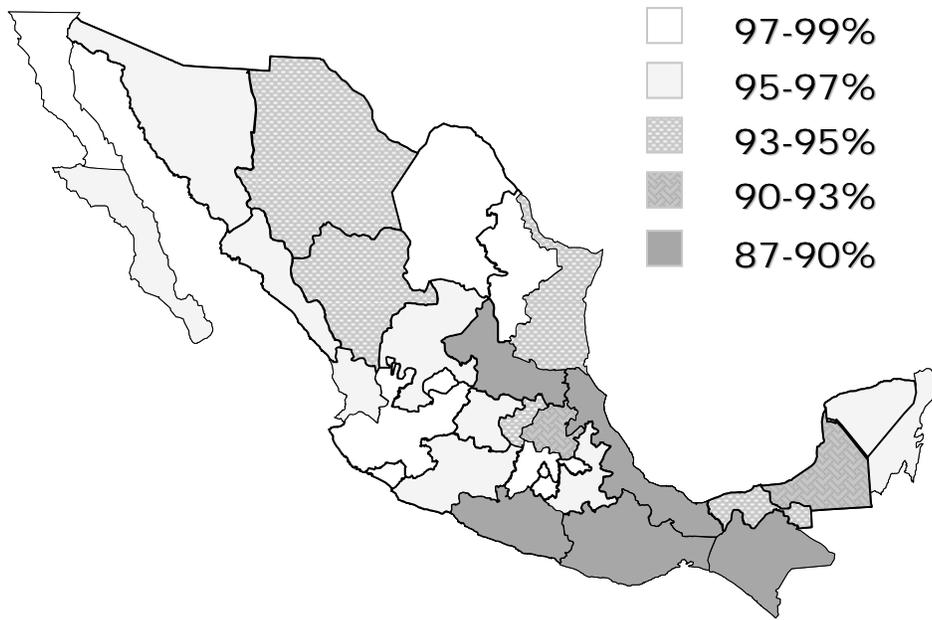


Figura 2-20: Cobertura eléctrica nacional, por estados⁷.

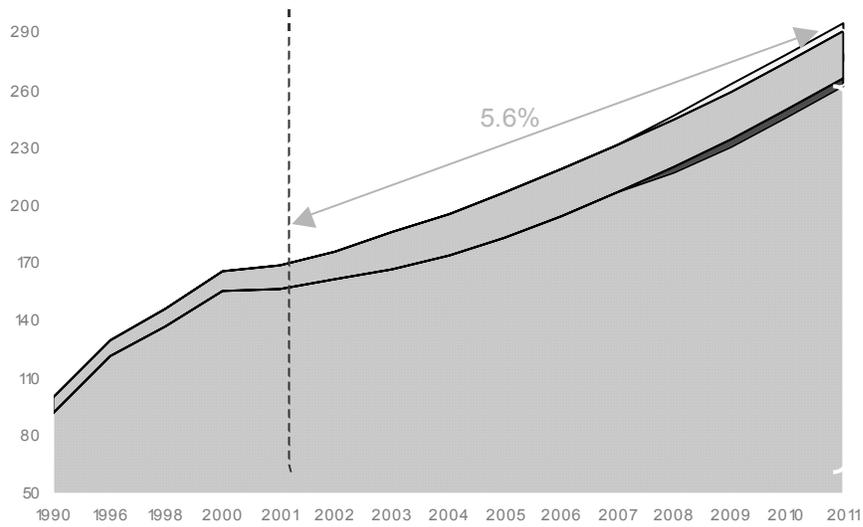


Figura 2-21: Evolución de la demanda eléctrica nacional⁸.

⁷ INEGI; XI Censo general de Población y Vivienda

En cuanto a la oferta, desde el 2002 y hasta el 2011, 26,300 MW serán añadidos a la capacidad de generación actual. La mayor parte de la capacidad adicional provendrá de plantas de ciclo combinado.

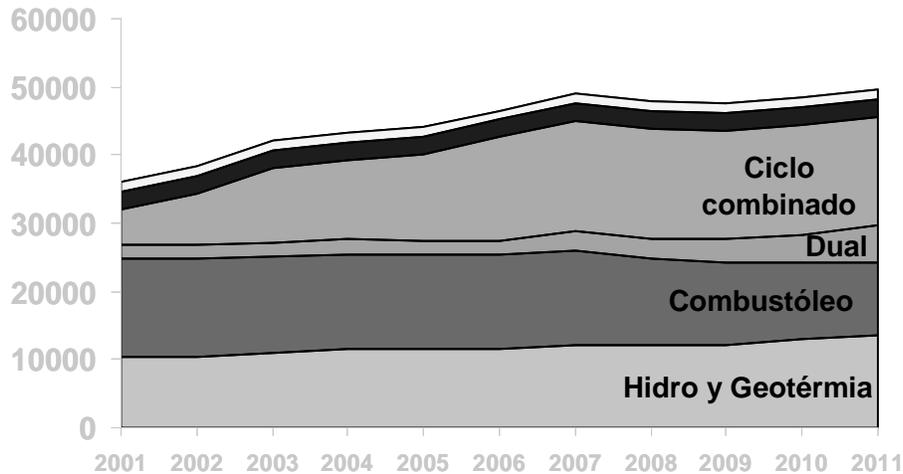


Figura 2-22: Evolución de la oferta eléctrica nacional⁹.

Siendo México un país productor de petróleo, cuenta con una importante diversificación en su parque de generación, destacando el porcentaje en la capacidad hidráulica, geotérmica y la creciente participación de ciclo combinado con gas natural.

⁸ Comisión Federal de Electricidad

⁹ Comisión Federal de Electricidad

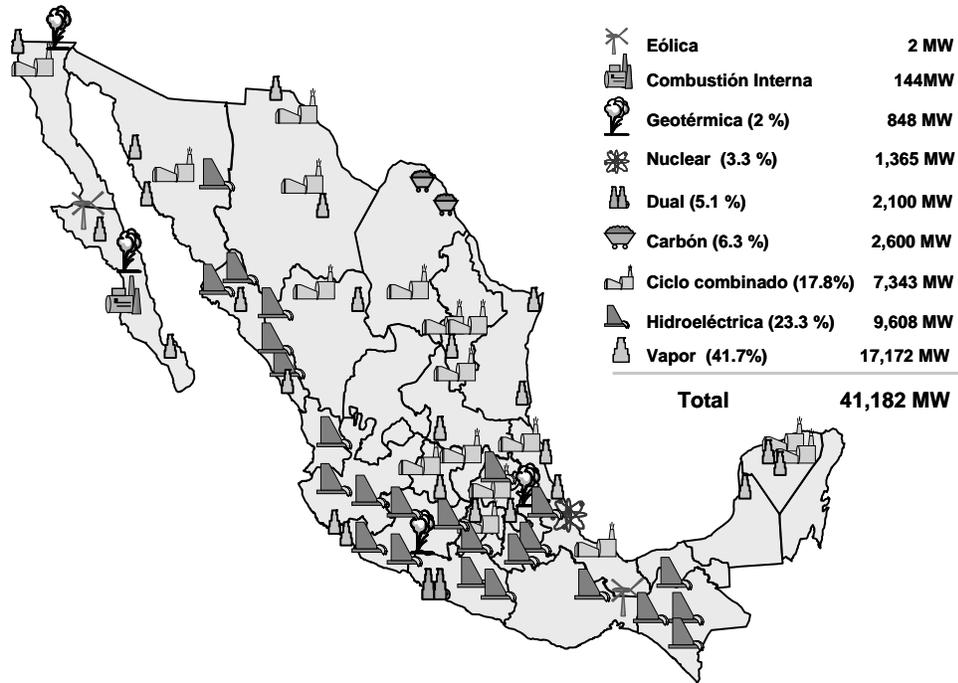


Figura 2-23: Capacidad de Generación por tipo de tecnología¹⁰.

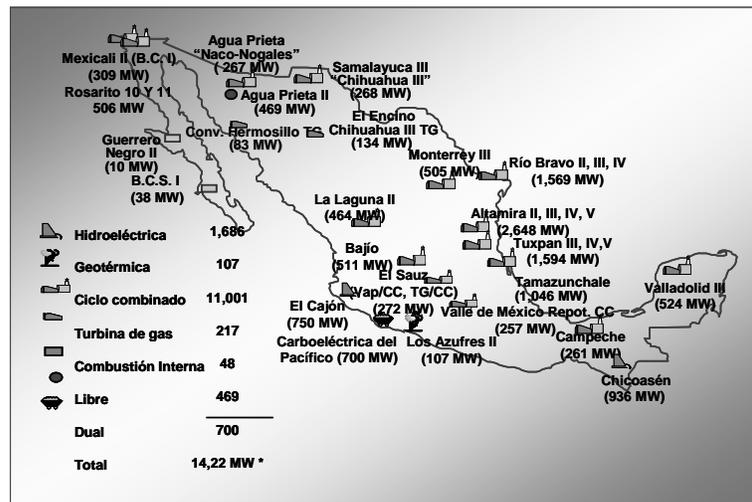


Figura 2-24: Centrales en proceso de construcción o comprometidas¹¹.

El abasto de energía eléctrica está garantizado hasta el final del sexenio. Para el año 2011, se construirán 41 centrales nuevas, de las cuales 23 están

¹⁰ Secretaría de Energía. Datos hasta abril de 2003

¹¹ Secretaría de Energía.

actualmente comprometidas. La mayoría de éstas son de ciclo combinado lo que permite una generación eléctrica más limpia.

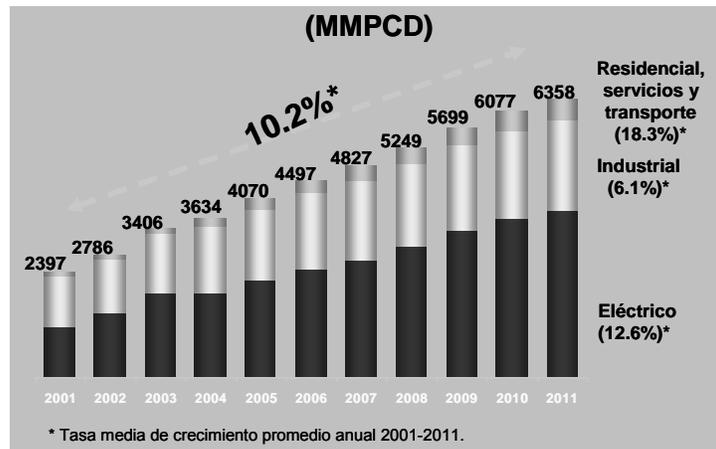


Figura 2-25: Evolución del consumo de gas natural ¹².

Esto implica que la demanda de gas natural en el sector eléctrico crecerá a una tasa promedio de 12.6% anual. La cual no podrá ser cubierta en su totalidad con producción nacional.

Sin considerar los autoconsumos del sector petrolero, el crecimiento de la demanda se eleva a 10.2%. Con los autoconsumos la tasa será de 7.4%. La demanda del sector eléctrico por gas natural, crecerá 12.6% durante el periodo de proyección.

¹² Secretaría de Energía.

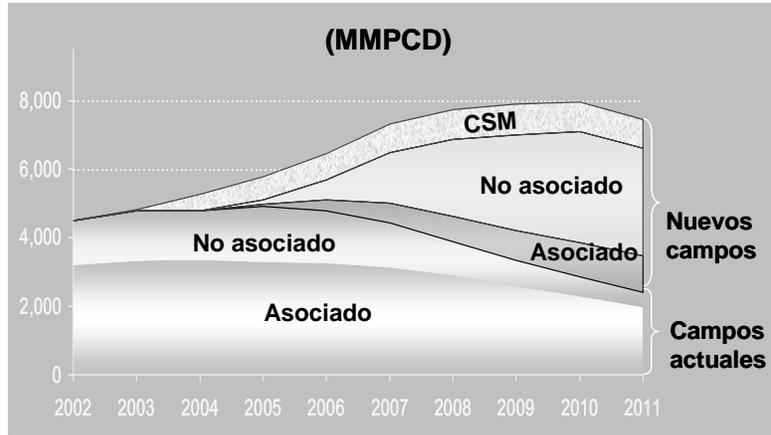


Figura 2-26: Evolución de la oferta prevista de gas natural ¹³.

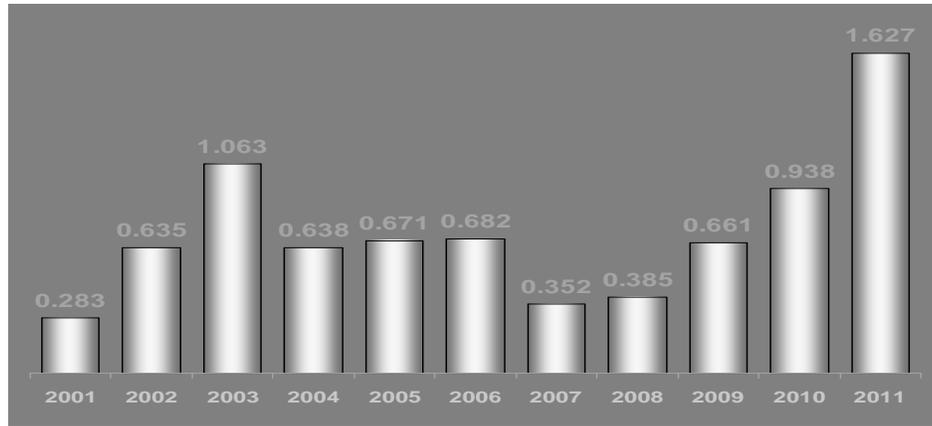


Figura 2-27: México: Importaciones totales (miles de millones de pies cúbicos diarios)¹⁴.

La producción alcanzará un máximo de 8,000 mmpcd en 2010, con un crecimiento promedio de 5.1% anual. Este escenario supone una inversión anual promedio de 83 mil millones de pesos del 2002.

Bajo este escenario, México seguirá importando gas natural para satisfacer su demanda interna durante los próximos 10 años. Para el final de la década, las importaciones de gas natural pudiesen representar un 11% de la demanda total si se

¹³ Secretaría de Energía.

¹⁴ Secretaría de Energía.

invierten los montos recomendados o hasta un 52% si se revierte a la tendencia histórica de los últimos años en inversión.

Frente a esta situación la Secretaría de Energía ha desarrollado el Programa Estratégico de Gas (PEG). Sus principales objetivos son

- Incrementar la producción de gas natural.
- 25 años de horizonte.
- Inversión: 12 mil millones de dólares.
- Alcanzar una producción máxima de 3,600 mmpcd en 2010.



Figura 2-28: Principales atenciones del Programa Estratégico de Gas (PEG)

Los Contratos de Servicios Múltiples son contratos de obra pública licitados por PEMEX para la ejecución de obras de desarrollo de gas natural en la Cuenca de Burgos. Permitirán a PEMEX incrementar la producción interna de gas natural, reducir las costosas importaciones y ayudar a México a cubrir la creciente demanda de gas natural.

Actualmente, se cuenta con 15 puntos de interconexión con los EU con una capacidad de importación de 2,996 mmpcd. Para el 2006, se fortalecerán 3 puntos de interconexión y se construirán 3 nuevos para alcanzar una capacidad de importación vía ductos de 4,254 mmpcd.

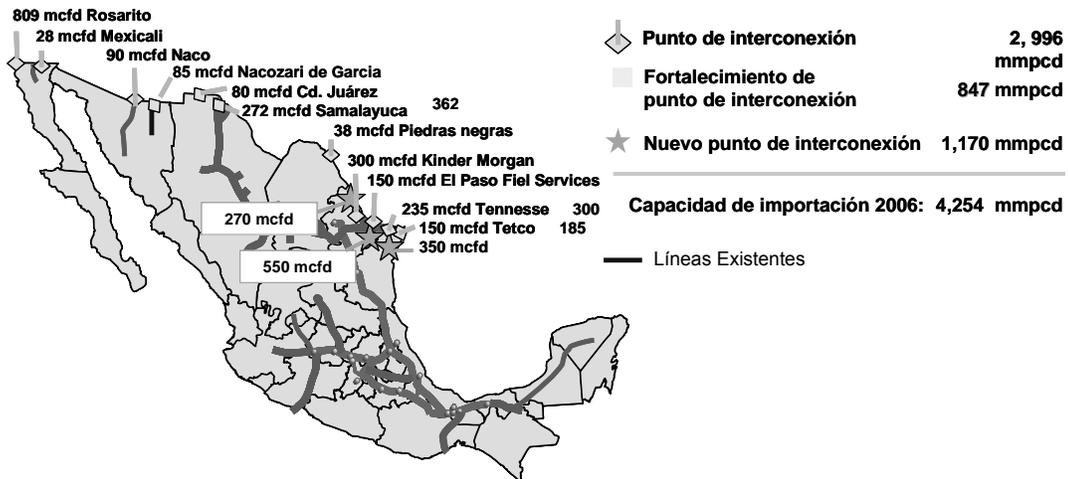


Figura 2-29: Principales atenciones del Programa Estratégico de Gas (PEG)

Para diversificar el suministro de gas natural se está planteando desarrollar terminales de gas natural licuado. Una en el golfo (Altamira) y al menos tres terminales en la costa del Pacífico (Topolobampo, Ensenada, y Lázaro Cárdenas).

Las terminales de Lázaro Cárdenas y de Topolobampo no sólo permitirían la instalación de nuevas centrales eléctricas de ciclo combinado, sino que permitirían cambiar las centrales térmicas actuales de combustóleo (120 MBD) a gas, con los beneficios ya antes mencionados.

Según un estudio reciente de la CONAE, el potencial de cogeneración en México es enorme, destacándose las posibilidades de desarrollo tanto en el sector estatal (PEMEX) como en el privado. Es de hacer notar la posición privilegiada que ocupa la industria petroquímica en este estudio, posicionándose en los dos primeros lugares, correspondiéndole a PEMEX un valor superior al de la industria privada, pero según las tendencias actuales, el potencial de la industria privada podría pronto alcanzar, o bien superar los guarismos logrados por la paraestatal.

Tabla 2.2: Potencial de cogeneración en México¹⁵

Sector	Potential (MW)	
	With additional fuel	Without additional fuel
Petrochemical (PEMEX)	1613	3026
Chemicals	1037	1943
Oil refining (PEMEX)	786	1469
Food	755	1416
Steel	740	1388
Paper	712	1335
Cement	629	1179
Other		
TOTAL	8372	15,689

Es importante tomar en cuenta lo que ha sido la evolución tramitación de permisos para proyectos de cogeneración. En tal sentido es que se anexan las siguientes tablas

Tabla 2.3: Permisos para Autoabastecimiento

	MW	GWh	No of permits	Avg. MW
Total	5691	27,825	517	11.01
To start construction	163	627	3	54.47
Under construction	2071	10,513	37	55.97
Operating	3457	16,685	477	7.25

¹⁵ Datos obtenidos de CONAE, correspondientes a un estudio de 2004.

Tabla 2.4: Permisos para proyectos de cogeneración

	MW	GWh	No of permits	Avg. MW
Total	2846	16,710	57	49.93
Inactive	115	849	1	115.00
Under construction	54	230	3	18.00
Operating	2677	15,631	53	50.51
PEMEX	638	3754	10	63.80

La diferencia entre la potencia generada por autoabastecimiento y la generada por cogeneración, así como una leve tendencia al alza de esta última puede apreciarse en la Figura 2-30

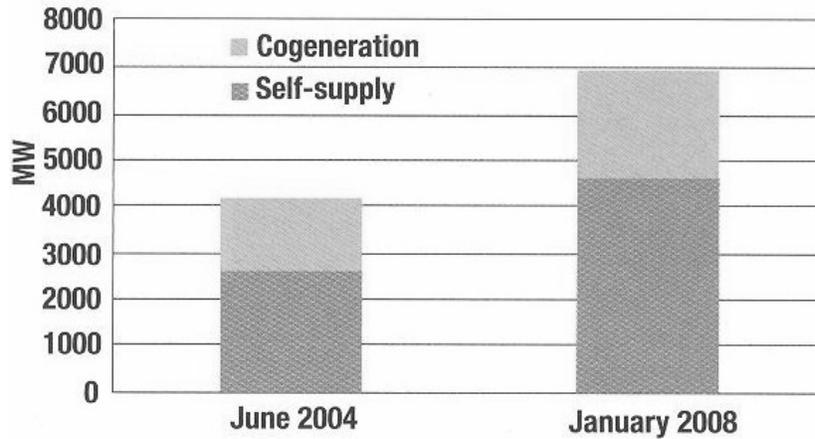


Figura 2-30: Evolución de la potencia total generada para autoabastecimiento o cogeneración.

Finalmente, para tener un marco de referencia con qué comparar los costos que puedan derivarse de este estudio, se incluyen los costos por kW cogenerado en distintas regiones del país.

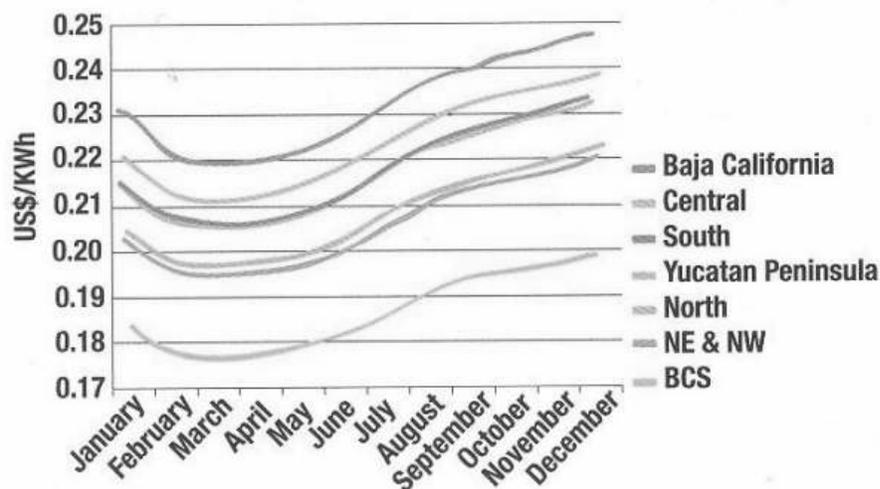


Figura 2-31: Costo del kWh cogenerado en distintas regiones.

2.4 Sistemas Básicos de Cogeneración

La mayoría de los sistemas de cogeneración usan como máquinas primarias turbinas de vapor, turbinas de gas, máquinas de combustión interna y paquetes de cogeneración.

Tabla 2.5: Datos de comportamiento para varios sistemas de cogeneración¹⁶.

SISTEMAS	CAPACIDAD UNITARIA (kW)	RÉGIMEN TÉRMICO (Btu/kWh)	EFICIENCIA ELÉCTRICA (%)	EFICIENCIA TÉRMICA (%)	EFICIENCIA TOTAL (%)	TEMP. ESCAPE (°F)	GENERACIÓN DE VAPOR lb/h (125 Psig)
Gas Comb. Interna (pequeña)	1-500	10,000 a 25,000	14-34	52	66-86	600-1200	0-200 ¹
Gas Comb. Interna (grande)	500-17,000	9,500 a 13,000	26-36	52	78-88	600-1200	100-10,000 ¹
Máquina Diesel	100-1,000	11,000 a 15,000	23-31	44	67-75	700-1500	100-400 ¹
Turbina de Gas Industrial	800-10,000	11,000 a 14,000	24-31	50	74-81	800-1000	3000 a 30,000
Turbina de Gas CTE	10,000-150,000	9,000 a 13,000	26-31	50	76-81	700	30,000 a 300,000
Ciclos de Vapor	5,000-100,000	10,000 a 30,000	7-34	28	35-62	350-1000	10,000 a 100,000

¹⁶ Datos recabados de Cogen Europa, <http://www.cogen.org/>

En la Tabla 2.5 se muestran datos de comportamiento típicos para varios sistemas de cogeneración.

2.4.1 Sistema de turbina de vapor

Para asegurar la generación y potencia máximas [12,34,44], económicamente, de una planta de ciclo combinado de gas y vapor con base en el calor requerido para proceso deben examinarse estos factores: tamaño de la máquina primaria, condiciones iniciales del vapor, niveles de presión para proceso y ciclo de precalentamiento de agua de alimentación.

Cuando se tienen las condiciones de presión y temperatura en el vapor inicial y en el escape el consumo específico de vapor teórico fija la cantidad de calor requerido en el vapor para generar 1 kWh en una turbina ideal. Los valores de entalpía pueden obtenerse de las tablas de vapor ASME o del Diagrama de Mollier.

$$\begin{aligned} (\text{lb/kWh}) &= \frac{\text{Btu / kWh}}{\text{Btu / lb}} \\ C_{vt} &= \frac{3,413}{\text{Salto Entálpico}} \quad C_{vt} = \frac{3,413}{h_i - h_e} \end{aligned} \quad (2-68)$$

El consumo térmico unitario teórico puede convertirse al consumo real dividiendo aquél entre la eficiencia del turbogenerador

$$C_{vr} = \frac{C_{vt}}{E_{tg}} \quad (2-69)$$

Algunos de los factores que definen la eficiencia total de un grupo turbogenerador pueden ser entre otros: el volumen de flujo de entrada, la relación de presiones, la velocidad, la geometría de las diferentes etapas de la turbina, las pérdidas por estrangulamiento, las pérdidas por fricción, las pérdidas del generador y las pérdidas cinéticas asociadas con el escape de la turbina. Usualmente los fabricantes suministran gráficas con los consumos específicos de vapor.

En las fórmulas anteriores:

C_{vt} : consumo específico de vapor, teórico

h_i : entalpía del vapor en la admisión

h_e : entalpía del vapor en el escape

C_{Vr} : consumo específico del vapor, real

E_{tg} : eficiencia del turbogenerador

3,413: equivalente térmico de la energía eléctrica

2.4.2 Sistema de turbina de gas

La turbina de gas [9,16,32,42] es de uso extenso en plantas industriales, básicamente en dos tipos: uno ligero y similar al que se aplica en transporte aéreo y otro de tipo industrial más pesado, ambos han demostrado confiabilidad y disponibilidad excelentes en operación a carga base aún cuando el primero por su propia naturaleza tienen costos de mantenimiento más altos.

Las turbinas de gas pueden quemar una variedad de combustibles líquidos y gaseosos y operar por períodos largos sin requerir demasiada atención, por otra parte ofrecen la ventaja de menor área requerida por kW instalado.

Existe actualmente una gama muy amplia de tamaños de turbinas de gas desde capacidades muy discretas a muy grandes como se muestra más adelante. Entre los datos básicos requeridos para el diseño del ciclo pueden mencionarse:

- Características de la carga y consumo de combustible.
- Temperatura de gases de escape.
- Estudio de condiciones de servicio fuera de diseño original.
- Efectos de la presión de escape en la generación y en la temperatura de salida.

La cantidad de vapor que puede generarse en una caldera de recuperación no expuesta a fuego o con combustión suplementaria puede, en forma gruesa, estimarse en la forma siguiente:

$$W_v = \frac{W_g C_p (T_1 - T_3) e L f}{h_{sc} - h_{sat}} \quad (2-70)$$

donde:

- W_v : flujo de vapor generado
- W_g : flujo de gases de escape a caldera de recuperación
- C_p : calor específico de productos de combustión
- T_1 : temp. del gas después de quemadores (si se aplica)
- T_3 : temperatura de vapor en el domo
- e : efectividad del generador de vapor de recuperación
- L : factor para tomar en cuenta radiación y otras pérdidas
- F : factor de combustible 1.0 para combustóleo, 1.015 para gas
- H_{sc} : entalpía de vapor sobrecalentado
- H_{sat} : entalpía del líquido saturado en el domo de la caldera

Las centrales de generación simultánea de fuerza y calor se componían anteriormente de una caldera y una turbina de vapor de contrapresión o extracción. Hoy se han generalizado las turbinas de gas, equipos confiables con muchas ventajas y que ofrecen estas alternativas a las centrales de cogeneración:

- Una turbina de gas con generador y recuperación de calor por cualquier sistema (directo, caldera, intercambiador, etc.).
- Una turbina de gas, una caldera, más una turbina de vapor de contrapresión o de extracción / condensación.

La combustión suplementaria y la turbina de vapor puede cambiar la relación calor/energía eléctrica como proyecto de readaptación de la central eléctrica con el fin de generar prioritariamente energía eléctrica o calor.

La capacidad de producción de las turbinas está entre 27 y 212 MW (en condiciones ISO) y su eficiencia varía de 29 a 35% (LHV), su eficiencia en ciclo

simple es muy modesta, su costo de instalación es inferior al de otras centrales eléctricas.

Considerando su corto plazo de entrega, generalmente inferior a un año entre la fecha de la orden y la de puesta en servicio, ofrecen una de las mejores soluciones para una central de decadencia, combinadas estas turbinas con un sistema de recuperación del calor residual, la eficiencia de la central en que estén instaladas puede ser muy alta.

Estas turbinas pueden quemar casi cualquier combustible gaseoso o líquido, incluyendo carbón gasificado.

Una turbina de gas simple está compuesta de tres secciones principales: un compresor, un quemador y una turbina de potencia. El funcionamiento de la turbina se basa en el principio del ciclo Brayton, donde aire comprimido es mezclado con combustible y quemado bajo condiciones de presión constante. El gas caliente producido por la combustión se le permite expandirse en la turbina y hacerla girar para dar trabajo. En una turbina de gas con una eficiencia del 33%, aproximadamente dos tercios del trabajo producido se usa comprimiendo el aire. El otro tercio se invierte en generar electricidad.

Una variación del sistema de turbina simple (Brayton) es el de añadir un regenerador que aprovecha la energía de los gases calientes de escape para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Este ciclo normalmente es utilizado en turbinas que trabajan con bajas presiones.

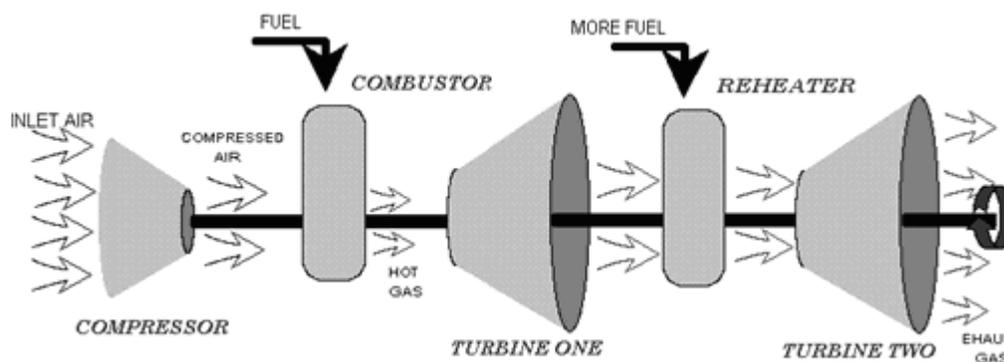


Figura 2-32: Esquema básico de una turbina de gas.

Las turbinas de gas con altas presiones de trabajo pueden utilizar un interrefrigerador para enfriar el aire entre las etapas de compresión o bien un segundo quemador permitiendo quemar más combustible y generar más potencia. El factor limitante para la cantidad de combustible utilizado es la temperatura de los gases calientes creados por la combustión, debido a que existen restricciones a las temperaturas que pueden soportar los álabes de la turbina y otras partes de la misma.

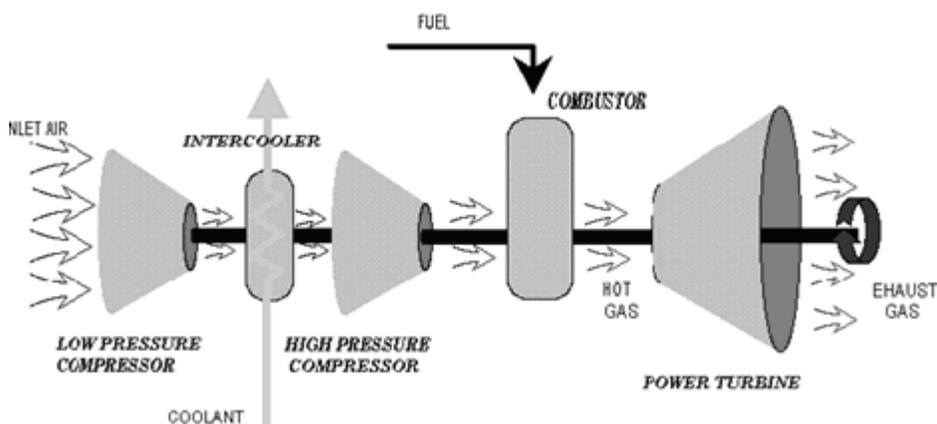


Figura 2-33: Esquema de una turbina de gas con interrefrigeración.

Las turbinas de gas cubren un amplio abanico de potencias, desde 500 kW hasta 250 MW y debido a las buenas propiedades termodinámicas de los gases de escape pueden ser empleadas en ciclos combinados o en procesos industriales donde se necesite calor como es el caso de la cogeneración. Desde comienzos de los años 1980 se ha producido un gran desarrollo de este tipo de turbinas lo que les hace ser una opción a tener en cuenta en cogeneración y ciclos combinados. No solo por su eficiencia son convenientes sino también por la baja emisión de gases de efecto invernadero en comparación con otras tecnologías.

2.4.3 Sistemas de ciclo combinado basados en turbinas de gas

Los gases escapan entre 600 y 1.200°F y ofrecen un gran potencial en recuperación de calor que puede usarse directamente en procesos de secado o en ciclos combinados superiores generando vapor para proceso o generación de energía eléctrica.

Cuando se tienen cargas eléctricas altas el vapor se genera a presión alta y se expande subsecuentemente en la turbina del grupo turbogenerador constituyendo así un ciclo combinado.

Si las demandas de vapor y/o energía eléctrica son todavía mayores los gases de escape se usan como aire de combustión precalentado y se incorporan sistemas de combustión auxiliares o suplementarios con “quemadores de ducto” para incrementar su contenido energético y temperatura. Los desarrollos recientes en ciclo combinado aplican la inyección de vapor a la turbina de gas para incrementar y modular la producción de energía eléctrica en el sistema permitiendo un grado mayor de flexibilidad y permitiendo al sistema de turbina de gas adaptarse a una gama más amplia de relaciones calor/energía eléctrica.

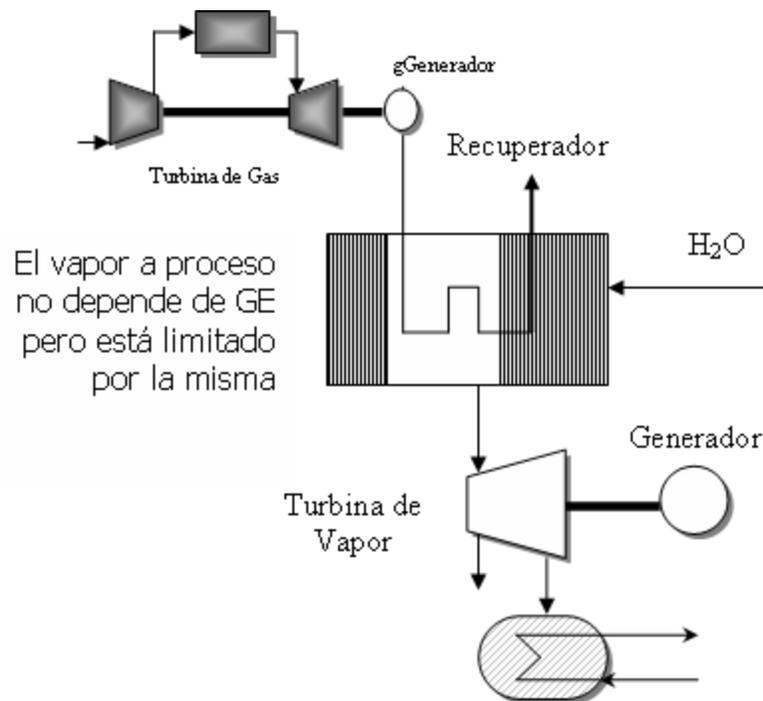


Figura 2.34: Esquema de Ciclo Combinado.

El ciclo combinado se aplica en procesos donde la razón potencial/calor es alta. Sus principales ventajas y desventajas son:

La aplicación correcta de cada sistema de cogeneración dependerá principalmente de la relación de energía térmica/eléctrica, del tiempo de operación anual, de los procesos y la variación de la demanda eléctrica, entre otras.

Los sistemas de cogeneración se pueden diseñar para abastecer la totalidad de la demanda térmica, o la demanda eléctrica, o una combinación de las anteriores, con la posibilidad de exportar los excedentes a la red o a otras empresas asociadas.

2.4.4 Motores Alternativos, MCI.

Este sistema arroja la mayor generación eléctrica por unidad de combustible consumido, alrededor del 34% al 40%, aunque los gases residuales son a baja temperatura 200 a 250 °C. Sin embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración alcanza valores similares a los de las turbinas de gas. Con los gases residuales se puede producir vapor de baja presión (alrededor de 10 a 15 kg/cm²) o agua caliente de 80 °C a 100 °C.

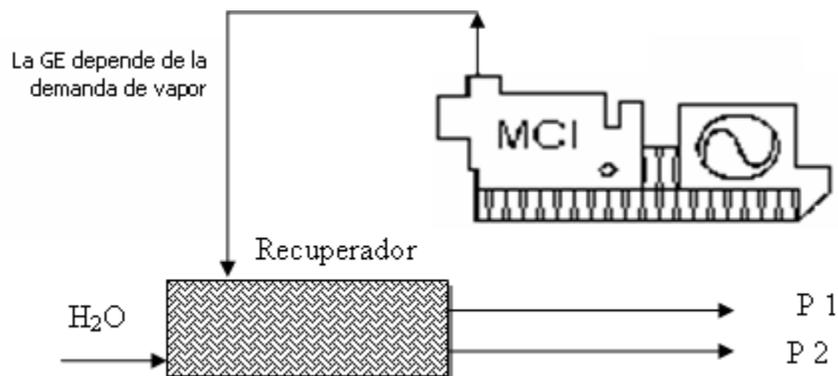


Figura 2.35: Motor alternativo.

2.5 Selección y Análisis del Sistema de Cogeneración

Los factores más importantes que afectarán la selección del ciclo de cogeneración para su evaluación preliminar son:

- La relación Q/E, ya que existen diferentes tecnologías y que cada una es adecuada para una relación dada.

- La calidad del calor requerido, por ejemplo la temperatura y presión con que se debe de suministrar el vapor.
- Los costos de los equipos que dependen de la tecnología seleccionada. Para un estudio de previabilidad se considera aceptable los costos del equipo dentro de un rango de $\pm 25\%$, lo que es consistente con tomar valores promedio de cargas.
- El tipo de combustible a utilizar por su costo y su disponibilidad.
- El tamaño del sistema ya que algunas tecnologías se vuelven competitivas solamente en capacidades mayores de un MW.

Por otro lado, si la cogeneración es parte de un proyecto nuevo no se tienen restricciones de espacio para la selección del sistema más adecuado. Si por el contrario es resultado de una adaptación en una planta ya operando es necesario considerar la disponibilidad de espacio, el equipo existente que podría aprovecharse y la capacidad de la red pública externa para, en su caso, exportar excedentes de energía.

2.5.1 Consideraciones acerca del valor de la relación energía térmica / eléctrica

Mientras más se acerque el sistema de cogeneración al promedio de la razón Q/E de una aplicación, el sistema será financieramente más atractivo. En el dimensionamiento de los sistemas, uno debe seleccionar entre satisfacer la potencia eléctrica o la demanda térmica como base de operación del sistema y una tecnología adecuada para que siga de cerca la relación Q/E en la planta o en el proceso.

Idealmente, los requerimientos térmicos y eléctricos deberían de ser simultáneos para un sistema particular, pero esto nunca sucede. Por esta razón el planificador debe decidir entre usar un generador de vapor auxiliar o tener excedentes de electricidad, o por otro lado entre tener exceso de vapor o comprar electricidad, de acuerdo con el mapa energético de la industria en particular.

2.5.2 Mapa Energético del centro consumidor

Se define como centro consumidor a la industria o empresa que tiene una demanda eléctrica y térmica para realizar su producción y que es apta para un estudio de previabilidad de cogeneración. Se caracteriza por tener dos tipos de demanda energéticas globales: un consumo eléctrico y una demanda de calor útil, ambos para satisfacer las necesidades de producción.

Este mapa energético incluye dos rectas que contienen los puntos indicados como A y D, B y C. Estas dos rectas corresponden a dos tecnologías de cogeneración con relación E/C (relación de energía eléctrica y calor útil), mayor y menor que el centro consumidor respectivamente.

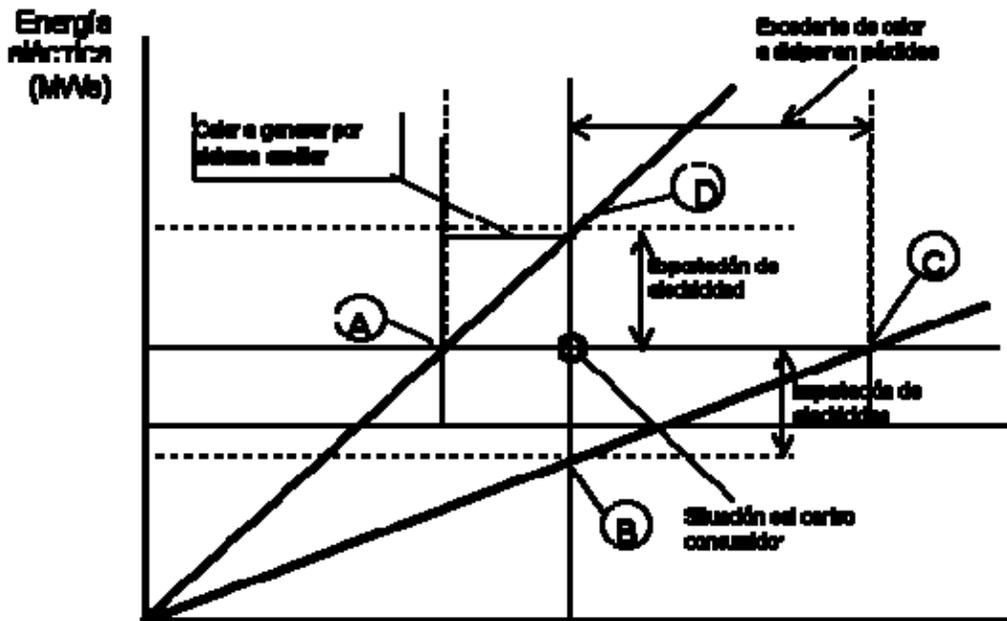


Figura 2-36: Esquema del Mapa Energético.

Con base a la Figura 2-36, donde se tiene representado la situación del centro consumidor en un punto en el cual se informa de la necesidad de energía eléctrica y de calor útil para el proceso productivo, los puntos pueden resultar puntos de funcionamiento de la planta de cogeneración:

Punto A: Requerimiento de sistema auxiliar de generación de calor útil

El sistema de cogeneración satisface la demanda eléctrica del centro, pero no llega a producir la energía térmica requerida, con lo que se precisa obtener la diferencia mediante un sistema auxiliar.

Los sistemas auxiliares más comunes son:

- Realizar un consumo extra de combustible aprovechando el contenido de oxígeno de los gases procedentes de la combustión, para así elevar la temperatura de éstos y poder tener un potencial energético mayor, para la producción de calor útil.
- bien, producir la energía necesaria mediante un sistema convencional de producción como puede ser una caldera.

Punto B: Importación de electricidad

Situación de la planta de cogeneración en la que se satisface la demanda térmica del centro pero se necesita comprar electricidad de la red, ya que el sistema implementado no produce la suficiente.

Punto C: Desperdicio de energía térmica

Es el caso más indeseable ya que, aunque la demanda eléctrica esta completa, se produce mayor calor útil que lo que el centro consumidor demanda, por lo que resulta que, si no se vende esta energía térmica (situación actualmente inviable), resulta una pérdida de energía.

Punto D: Exportación de electricidad

Este es el caso en que se obtiene el calor útil o energía térmica necesaria para el centro consumidor, pero se produce una cantidad de electricidad mayor a la demandada, con lo que se puede vender electricidad a la red.

El análisis de estos cuatro puntos permite conocer la información que nos proporciona el mapa energético ya que, por ejemplo, se podría tener un esquema cogenerativo en la recta de relación E/C mayor que la del centro representado en la figura, siendo el punto de funcionamiento un punto entre A y D perteneciente a dicha

recta. Resultaría que se satisface la demanda eléctrica, habiendo un exceso de producción que se puede verter a la red, pero en cambio no se produciría el suficiente calor útil, con lo que sería necesario un sistema auxiliar que lo proporcionase.

En este punto de la explicación ya se tiene uno de los criterios de dimensionamiento de la configuración o sistema de la tecnología de cogeneración elegida: se dimensionará teniendo en cuenta de no elegir un punto de funcionamiento en el que se sobrepase la demanda de calor útil por parte del centro consumidor. Siendo este criterio la base para el dimensionamiento según cada uno de los dos criterios que se presentan.

De todos los casos excepto el C, son viables pudiendo obtenerse puntos de funcionamiento del sistema de cogeneración de la zona izquierda del valor de demanda de calor útil del centro.

RELACIÓN Q/E BAJA

Para una relación Q/E baja, el ciclo superior debe tener mayor énfasis en la eficiencia de conversión de potencia. Aquí, un motor reciprocante o un motor grande de turbina de gas debe ser indicado como motor primario. Con esta configuración, el rango general de la razón debe esperarse entre 3.2 a 6.4 GJ de calor de proceso por MW de salida eléctrica (una razón Q/E de 1 a 1.7).

Esta razón puede ser usada en instalaciones donde la recuperación de calor de desperdicio se usa totalmente para una máxima generación de vapor, con quemadores suplementarios para el balance de vapor requerido.

Los motores grandes de diesel se han vuelto populares recientemente para la generación de potencia en varias industrias, y presentan oportunidades atractivas para cogeneración a través del uso del proceso de vapor a baja presión. Los motores de gasolina, disponibles en tamaños más pequeños, pueden optimizar las conversiones de energía en aplicaciones comerciales ya sea en carga térmica para una cocina o lavandería o carga de enfriamiento con equipos de absorción para aire acondicionado. También se pueden tomar ventajas de esta relación Q/E baja, del motor reciprocante, utilizando la potencia de la flecha para operar enfriadores

centrífugos y usar el calor de desperdicio para los enfriadores de absorción y lograr una eficiencia de conversión de energía muy grande para los requerimientos de las grandes centrales de aire acondicionado.

RELACIÓN Q/E MEDIA

Para esta razón, las pequeñas turbinas de gas con quemadores suplementarios, son usadas como motores primarios con la recuperación del calor de desperdicio de los calentadores para la producción de vapor. Sin embargo estas turbinas son motores de baja eficiencia (las turbinas más pequeñas normalmente solo tienen entre 18 y 25 por ciento de eficiencia), por lo que existe un calor de desperdicio considerable disponible en la corriente de salida. Con las configuraciones del ciclo superior descritas anteriormente, se tiene un rango general de salida térmica de 8.4 a 12.6 GJ de calor de proceso por MW de salida eléctrica, por lo se puede esperar una razón de Q/E de 2 a 4.

Las turbinas de gas, con configuración del calentador de calor directo o de recuperación de calor, encuentran requerimientos de calor en cantidades adecuadas para muchos procesos en el sector industrial. En climas más cálidos, pueden proveer el balance correcto de calor para sistemas de aire acondicionado medianos y grandes, especialmente para los hospitales, hoteles y aeropuertos, donde el servicio se requiere las 24 horas básicamente durante todo el año.

RELACIÓN Q/E ALTA

Para cargas de calor muy grandes en relación con los requerimientos de potencia, o una relación Q/E alta, una turbina de vapor alimentada con vapor a baja, media o alta presión de los calentadores y uso de extracción a contrapresión o turbinas de extracción/condensación proveen las relaciones más flexibles. Esto es porque las condiciones de la entrada de vapor y la eficiencia de la turbina pueden variar para obtener la combinación más económica para la carga de vapor deseada.

2.6 Eficiencia de las turbinas de gas. Formas de maximizarla

Las turbinas de gas forman la base de muchos sistemas de cogeneración, de modo que la eficiencia de la turbina es fundamental para la eficiencia de la planta en general. Nos remontaremos a los fundamentos con una mirada en la forma en que las turbinas generan trabajo y cómo afecta a su diseño o ejecución.

Una turbina de gas funciona al permitir el paso de gases de combustión a través de la ampliación de una serie de palas de turbina. La eficiencia de la turbina se mide mediante la comparación de potencia de entrada a la potencia de salida según la medición de la energía mecánica en el eje de salida. Las eficiencias de las turbinas de gas son usualmente dadas por las condiciones ISO, a 15 ° C, 60% de humedad relativa y una presión atmosférica equivalente a la media del nivel del mar. Variaciones de la temperatura y humedad relativa durante el funcionamiento de la turbina se traducirá en cambios en su eficiencia.

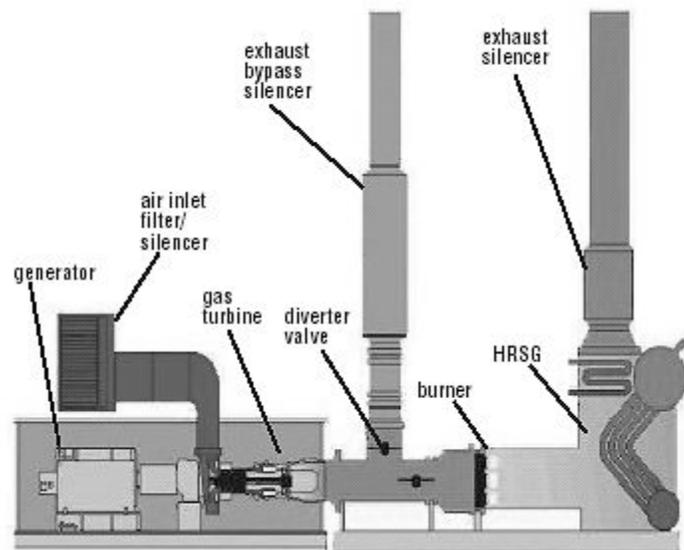


Figura 2-37: Esquema de turbina, generador y recuperador de calor.

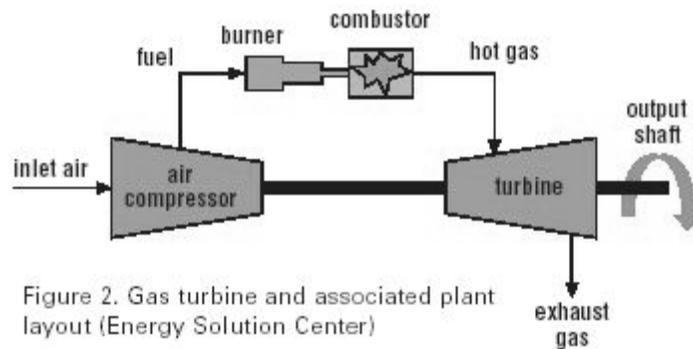


Figura 2-38: Esquema de turbina de gas y elementos asociados.

La eficiencia de una turbina de gas - más correctamente denominado el rendimiento térmico global - es la proporción de trabajo realizado al calor suministrado.

La eficiencia se define como:

$$\text{Efficiency} = 100 K (T_{\max} - T_{\min}) / T_{\max} \quad \text{Eficiencia} = 100 K (T_{\max} - T_{\min}) / T_{\max}$$

Donde T_{\max} es la temperatura del gas en la entrada a la turbina de gas, T_{\min} es la temperatura ambiente y la K corresponde a las pérdidas internas.

Como resultado de ello, hay tres métodos teóricos de aumentar la eficiencia: aumento de la temperatura de entrada, la reducción de la temperatura ambiente y la reducción de las pérdidas internas.

Teóricamente, una turbina de gas podría alcanzar eficiencias de hasta el 65%. En la actualidad, se pueden lograr eficiencias de alrededor de 40%, para turbinas funcionando en ciclo abierto simple. Además, es posible utilizar el calor sobrante de la salida de la turbina de gas para mejorar la eficiencia de uso. De aquí es de donde viene la muy alta eficiencia de la cogeneración en general.

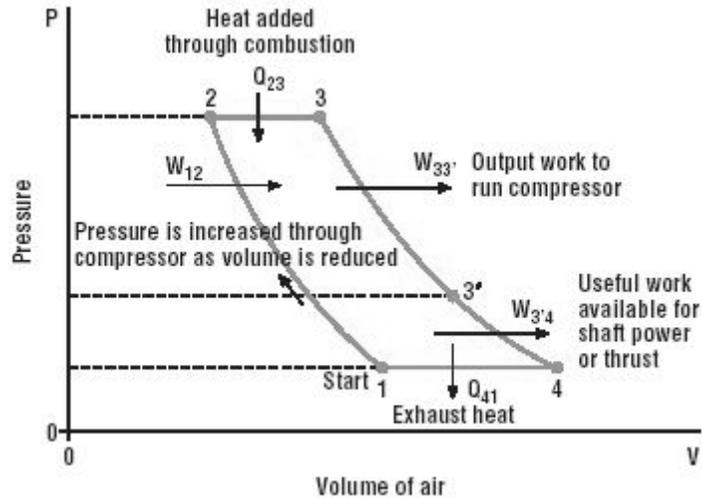


Figura 2-39: Esquema del ciclo de la turbina.

El ciclo básico de una turbina se muestra en la Figura anterior. El aire es comprimido desde el punto 1 al punto 2. Esto aumenta la presión tanto como el volumen de espacio ocupado por el aire se reduce. El aire es calentado a presión constante desde el punto 2 al punto 3. Este calor se añade mediante la inyección de combustible en la combustión y encendiendo continuamente. El aire comprimido caliente en el punto 3 entonces se expande (punto 3 al punto 4), con una reducción de la presión y la temperatura y el aumento del volumen. Esto representa el flujo a través de la turbina a punto 3' y, a continuación, el flujo de energía a través de la turbina al punto 4. El ciclo de combustión se completa con la disminución del volumen de aire (punto 4 al punto 1) a través de la disminución de la temperatura, con el calor que se absorbe en la atmósfera.

Este es el ciclo de turbina de gas de ciclo sencillo, llamado el ciclo Brayton. Sin embargo, pueden utilizarse equipamientos y técnicas para aumentar la eficiencia del ciclo. Estas modificaciones incluyen: regeneración, intercambiadores y recalentamiento.

En general, la eficiencia está influenciada por:

- La energía utilizada por el compresor de aire, si se utiliza menos energía para comprimir el aire, más energía está disponible en la salida del eje

- Temperatura de los gases al abandonar el combustor y entrar a la turbina, cuanto más alta es la temperatura, mayor es la eficiencia
- Temperatura de los gases de escape de la turbina, cuanto menor es la temperatura, mayor es la eficiencia
- Flujo de masa a través de la turbina de gas - en general, el aumento de los flujos de masa resultan en una mayor eficiencia
- Pérdida de carga a través de los filtros de aire de entrada, un aumento de la presión disminuye la pérdida de eficiencia
- Pérdida de carga a través de silenciadores de escape de gas, conductos y pila, un aumento de la presión disminuye la pérdida de eficiencia.

Se ha hecho una labor considerable para mejorar la eficiencia de las turbinas de gas, principalmente en el incremento de la temperatura de los gases de entrada y el aumento de la eficiencia y la capacidad del compresor. Se han utilizado diversos métodos para mejorar la eficiencia en estos ámbitos. Estos incluyen:

- Utilización de los gases de escape para calentar el aire del compresor - esta es más eficaz en frío
- Dividiendo el compresor en dos partes y la refrigeración del aire entre las dos partes
- Dividiendo la turbina en dos partes y el recalentamiento del gas entre las dos partes
- La refrigeración del aire de entrada - esto se utiliza principalmente en clima caliente
- La reducción de la humedad de los conductos de admisión de aire
- El aumento de la presión del aire a la descarga del compresor de aire
- Limpiar con regularidad las hojas turbina y el compresor de aire.

Sin embargo, existe un compromiso con todos estos métodos de aumentar la eficiencia. Todos ellos aumentan los costos, y algunas veces hay que reducir el aporte de potencia de salida de la turbina de gas. El diseño final será la elección más adecuada que los saldos de compromiso de gastos permitan, el poder y la eficiencia para cada aplicación específica.

Estos diferentes enfoques pueden desglosarse en cinco categorías principales:

- Aumento de la temperatura de entrada
- Regeneración
- Compresor intercooling
- Recalentamiento de la Turbina
- Inyección de vapor de agua

2.6.1 El aumento de la temperatura de entrada de la turbina

La manera más evidente de aumentar la eficiencia de una turbina de gas es aumentar la temperatura de entrada. La eficiencia se relaciona con la temperatura de entrada y salida de la turbina; cuanto mayor es la diferencia entre las dos temperaturas, mayor es la eficiencia térmica de la turbina. Hay un límite absoluto a la forma en que la baja temperatura de salida puede ir.

Sin embargo, los aumentos en la temperatura de entrada ya han alcanzado el punto en que las temperaturas son en realidad más altas que el punto de fusión de algunos de los metales utilizados en la turbina. El enfriamiento de las primeras filas de las palas de turbina, es imprescindible, y cualquier otro aumento en la temperatura de entrada requerirá mejoras en las técnicas de refrigeración. Esto podría implicar un mayor uso de vapor de enfriamiento, aumento de la corriente del líquido de refrigeración, o el aumento de la eficacia de transferencia de calor con el líquido de refrigeración.

Además, diferentes materiales, con una mejora de las propiedades y el mejoramiento de recubrimiento de barrera térmica puede servir también de ayuda para permitir la elevación de la temperatura de entrada.

No obstante, el coste que implica el aumento de la eficiencia de la turbina a través de la reducción de la temperatura de entrada es cada vez más prohibitivo. Los materiales de que se trata son añadiendo a los gastos, mientras que la adición de cada vez más complejas técnicas de refrigeración da lugar a costes de producción más caros y más áreas que necesitan mantenimiento, lo que se suma a los costos de O&M. También introduce más elementos que pueden fallar, lo que potencialmente llevaría a un mayor tiempo para el corte de la turbina.

2.6.2 Regeneración

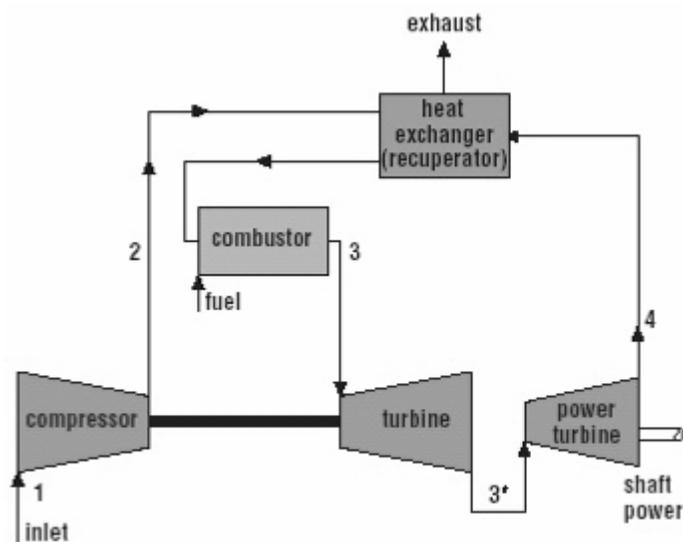


Figura 2-40: Esquema del ciclo con regeneración de calor.

Regeneración es el intercambio interno de calor en el ciclo. En el ciclo de turbina de gas, los gases de salida se encuentran a una relativamente alta temperatura. Esta temperatura es más alta que la temperatura a la salida del compresor. Por lo tanto, un regenerador (una superficie de tipo intercambiador de calor) se utiliza para el precalentamiento de los gases comprimidos utilizando calor de los gases de escape. Esto reduce la cantidad de combustible requerido por la combustión. La regeneración consiste en la instalación de un intercambiador de calor

(recuperador) a través del cual los gases de escape pasan. El aire comprimido se calienta en el intercambiador de calor de gases de escape antes de que el flujo entre en la combustión, el gas de precalentamiento antes de que entre la cámara de combustión, reduciendo así la cantidad de combustible necesario (vea la Figura 2-40).

El uso de un regenerador puede aumentar la eficiencia del ciclo simple. Sin embargo, el costo relativamente alto de ese regenerador es un desincentivo para su uso. La regeneración puede mejorar la eficiencia de las turbinas de gas en ciclo simple en un 5% -6%. Sin embargo, el uso de un regenerador reduce la potencia de salida, resultando en pérdidas adicionales de la presión en el regenerador.

Según el Director Gerente del OPRA Turbinas de gas, Frederick Mowill, las turbinas de gas tienen una salida temperaturas de unos 560 ° C. Este calor puede ser de gran utilidad en el suministro de energía para producir el proceso de vapor o calefacción. El uso de un recuperador reduce la temperatura de salida esta a unos 330 ° C. Como resultado de ello, mientras que la eficiencia de la turbina de gas se incrementa por el uso de un recuperador, el aporte energético del calor de los gases de escape se reduce. Los operadores tienen que decidir qué es más importante para sus necesidades específicas.

2.6.3 Intercambiador del compresor

Otro método de aumentar la eficiencia general de una turbina de gas es reducir el aporte a la labor del proceso de compresión. El efecto de esto es aumentar la salida neta de trabajo. Esto puede lograrse enfriando el gas que pasa por el compresor. Se trata de comprimir el líquido a una presión intermedia, luego pasarlo a través de un intercambiador de calor, o intercambiador intermedio, donde es enfriado a una temperatura más baja, en esencia, a una presión constante. El líquido pasa a través de otra etapa del compresor, donde aumenta su presión. Esto es seguido por otro proceso de intercambiador intermedio, y luego entra en escena el compresor, hasta que la presión final se alcanza (véase la Figura 2-41). El resultado global es una reducción de la aportación neta de los trabajos necesarios para la relación de presión.

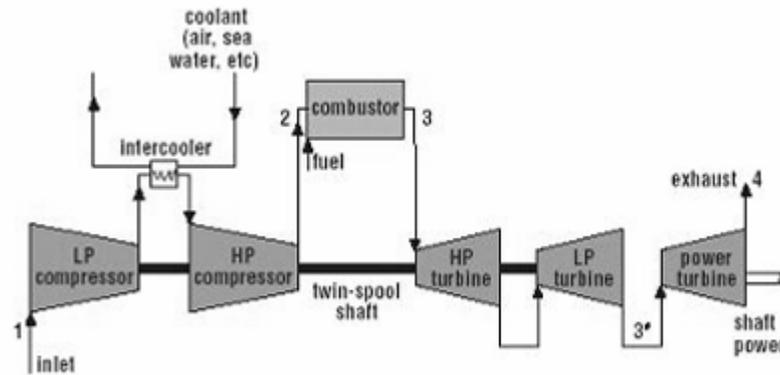


Figura 2-41: Esquema del ciclo con enfriamiento de los gases.

El intercambiador puede ser refrigerado por aire, pero es más comúnmente refrigerado por agua. La salida de una turbina de gas se incrementa con un intercambiador intermedio.

2.6.4 Recalentamiento de la Turbina

Otro método de aumentar la eficiencia general es mantener la temperatura del gas en la turbina lo más alto posible. Esto puede lograrse con la continua calefacción del gas, que se expande a través de la turbina. La calefacción continua como tal no es práctica, y el calentamiento se lleva a cabo en etapas (véase la Figura 2-42). Se le permite a los gases expandirse parcialmente antes de ser devueltos a la cámara de combustión, donde el calor se añade a presión constante hasta que el límite de la temperatura se alcanza. El uso del recalentador aumenta el trabajo de salida de la turbina cambiando el trabajo del compresor o la limitación de la temperatura máxima. Sin embargo, la última temperatura de escape de la turbina está por encima de la temperatura de salida de la turbina sin recalentar. Como consecuencia de ello, el recalentamiento es más eficaz cuando se utiliza junto con la regeneración, con lo que la cantidad de calor intercambiado en el regenerador puede ser mucho mayor.

Si una turbina de gas tiene una presión alta y una turbina de baja presión en la parte final de la máquina, un recalentador, por lo general, de combustión, se puede utilizar para recalentar el flujo entre las dos turbinas, dando un aumento de la eficiencia de 1% -3%.

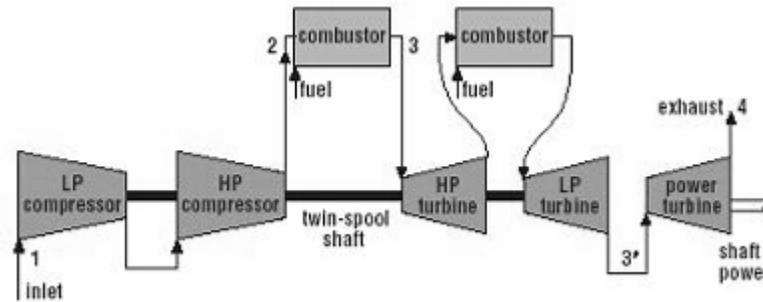


Figura 2-42: Esquema del ciclo con recalentamiento en la turbina.

2.6.5 La inyección de vapor o agua

La inyección de vapor de agua es un método por el cual la potencia de salida de una turbina de gas de ciclo se puede aumentar. Esto tiene varios efectos: aumenta la flexibilidad de la turbina de gas durante las operaciones de carga y disminuye de forma significativa las emisiones de monóxido de carbono y de hidrocarburos no quemados.

La inyección de vapor puede llevarse a cabo utilizando vapor saturado. El vapor por lo general se inyecta en la cámara de combustión. Sin embargo, la inyección de agua es un método más común de aumentar la eficiencia de la inyección de vapor. El agua suele inyectarse en el sistema del compresor para aumentar la tasa de flujo de masa. La temperatura del aire comprimido cae como consecuencia de la inyección de agua, pero esta reducción de la temperatura puede ser minimizada mediante el uso de un regenerador. No se consume más combustible en esta compensación de temperatura debido a que el proceso utiliza el calor los gases de escape que de otra manera se desperdician.

El agua también se puede inyectar en la entrada del compresor. Esto tiene las siguientes ventajas en comparación con la inyección a la salida del compresor:

- Como el aire a la entrada del ducto es similar a la presión atmosférica, no hay necesidad de utilizar una bomba de alta presión.

- La entrada de la temperatura del aire es la atmosférica, lo que significa que no hay necesidad de calentar el chorro de agua para evitar choques térmicos.
- A menudo, existe una gran distancia entre la entrada de aire del compresor y la entrada del compresor, por lo que por el momento en que el agua llega a la atomización del compresor, y que se mezcla con el aire, se trata de una mezcla homogénea de agua y el aire que se introducirá en el compresor. Esto reduce el impacto y los daños de corrosión sobre los componentes del compresor.

2.6.6 Métodos adicionales de aumento de la eficiencia

Varios otros métodos de aumentar la eficiencia son también empleados.

2.6.6.1 Recuperación de calor

Las turbinas de gas generan un gran volumen de aire muy caliente. Este escape es también elevado en el contenido de oxígeno en comparación con otras secuencias de escape de combustión debido a que sólo una pequeña cantidad de oxígeno es requerido por la combustión en relación con el volumen total disponible. Dependiendo de la cantidad de energía térmica necesaria, los gases de escape pueden ser complementados por un conducto quemador.

Un ducto quemador es un conducto directo quemador de gas situado en el escape de la turbina. Tiene una alta eficiencia debido a la alta temperatura del aire de entrada y se utiliza para aumentar el total de la energía térmica disponible. La salida de la turbina es impulsada por el conducto quemador y se dirige a la HRSG.

Los gases de escape de la turbina también pueden ser dirigidos directamente a los procesos de aire caliente, tales como los hornos de secado de materiales y sistemas. Esta opción es la de menor costo ya que no hay caldera de vapor o sistema de secado que comprar. Los gases de la Turbina de también pueden ser dirigidos directamente a la absorción de refrigeración para grandes cargas de refrigeración.

2.6.6.2 Enfriamiento del aire de entrada

Otro método de aumentar la eficiencia es a través del enfriamiento del aire de entrada. Esto es más eficaz en climas secos y calientes porque, en efecto, reduce la temperatura a que se introducen en la turbina. Las turbinas de gas operan con un volumen constante de aire, pero la energía generada depende de la masa de flujo de aire. El aire caliente es menos denso que el aire frío, lo que permite reducir la potencia de salida. El aire caliente es también más difícil de comprimir que el aire frío que, teniendo más trabajo del compresor y por lo tanto un aumento de las pérdidas internas.

La entrada de aire de refrigeración es sensible a las condiciones del entorno en el sitio, y por lo tanto de la correcta selección de entrada del sistema de enfriamiento del aire en cada sitio específico. Para una turbina de gas típica, es posible la entrada de aire fresco de 15 ° C a 5,6 ° C, con un aumento de la eficiencia del combustible en alrededor del 2%.

Hay muchas tecnologías que están disponibles en el mercado para la refrigeración del aire de entrada. Estas tecnologías pueden dividirse en las siguientes categorías principales:

- Evaporación
- Enfriadores de absorción mecánica y con o sin almacenamiento de energía térmica
- Vaporización LNG
- Sistemas híbridos.

2.6.6.3 Reducción de fugas de flujo

Un área de la posible pérdida de la eficiencia radica en la fuga de corriente a través de la turbina de gas. Por lo general, esto viene de las fugas inevitables alrededor de las puntas de las cuchillas y veletas, así como de otras zonas que requieren de sellado.

La reducción de fugas es un compromiso entre su reducción y permitir el flujo de corriente de fuga 'necesaria' para evitar los aumentos de temperatura alta causada por el disco de fricción o el calor de conducción o de ambos. El método más común de la optimización de la hoja de diseño para lograr el mejor compromiso es a través de la utilización de una punta de la cuchilla mortaja. Esto restringe las fugas de gas a través de la punta de la cuchilla mediante juntas diseñadas para frotar en un panel de material que se cierre con soldadura en la mortaja. Sin embargo, las fuerzas centrífugas de la rotación de las etapas de una turbina de gas son muy grandes. Por ejemplo, una cuchilla clase F, con un peso de alrededor de 3,6 kg, ha de ejercer una fuerza de tiro de más de 440000 N en la velocidad de funcionamiento. Normalmente, las pantallas térmicas representan aproximadamente el 10% del peso de una hoja.

Otro método de reducir la corriente de fugas en la hoja es mediante el uso de materiales abrasivos. La evidente reducción de este método de la corriente de fuga es la de reducir el espacio libre entre la punta de la cuchilla y la carcasa. Mediante la aplicación de un recubrimiento abrasivo, algunos roces pueden ser tolerados. El recubrimiento está concebido para liberar los desechos sin causar desgaste de las cuchillas. Es necesario encontrar un equilibrio entre la eficiencia de las pérdidas debidas a la corriente de fugas de gas y de los efectos debido a la fricción.

2.6.6.4 Diseño aerodinámico de todos los componentes

La optimización del diseño aerodinámico de todos los componentes internos puede ayudar a reducir las pérdidas. Sin embargo, hay procesos de optimización involucrados. Por ejemplo, la reducción de la pérdida de presión en la combustión incrementará la eficiencia, pero también puede dar lugar a una menor estabilidad. También puede influir en la posibilidad de contar con eficientes sistemas de refrigeración, especialmente en la primera etapa de la turbina.

2.6.6.5 Filtración del aire de entrada

Las condiciones de funcionamiento dentro de una turbina de gas puede hacer que las partículas y las impurezas químicas en el aire dañen las cuchillas de combustible de la turbina, ya sea mediante la reunión con las cuchillas o por corrosión y la erosión, lo que reduce su eficacia y la eficiencia se degrada de la

turbina de gas. En consecuencia, la limpieza del aire y del combustible utilizado tiene un gran impacto en la cantidad de mantenimiento necesario. Existen dos soluciones a este problema básicas: el recubrimiento de las palas de la turbina para que puedan resistir mejor esta degradación, y la prevención de las impurezas al entrar en la turbina, en primer lugar.

La filtración del aire, evitará que una parte de las impurezas entren en la turbina. Sin embargo, en general los resultados de filtración resultan también en una pérdida de presión a través del sistema de filtración, y en una pérdida de eficiencia. Como norma general, cuanto más eficaz es el sistema de filtración en la eliminación de partículas, mayor es la pérdida de carga a través del sistema y, por lo tanto, mayor será la disminución de la eficiencia. El diseño de un sistema de filtración para aumentar al máximo la primera y reducir al mínimo el segundo es un complejo compromiso. La selección precisa dependerá fuertemente de un sitio determinado y de las condiciones de funcionamiento.

Las partículas que hay en las cuchillas y las veletas causan suciedad. Esta interfiere en el buen flujo de la corriente de aire, resultando en una reducción en el flujo de masa a través de la turbina. La suciedad también degrada la eficacia de presiones, e inciden en la eficiencia.

La suciedad tiene que ser arrastrada por aspersion de un líquido en un conjunto de boquillas instalado aguas arriba de la entrada. El líquido sigue la corriente de aire, y los movimientos mecánicos y químicos de acción por el líquido de limpieza eliminan los depósitos. Limpiezas pueden llevarse a cabo ya sea en línea o fuera de línea. La limpieza en línea de no es tan eficaz como fuera de línea, pero tiene la ventaja de que la turbina sigue con la generación de energía.

Cabe señalar que la entrada del aire filtrado no aumenta la eficiencia, sino que limita y reduce la pérdida de eficiencia de la degradación de las partículas.

2.7 Turbinas de gas para la cogeneración

Las características favorables de las turbinas de gas [27,43] le significan que se encuentran en el centro de muchos sistemas de cogeneración. Vamos a tratar de

explicar algunos de los parámetros que afectan el rendimiento y la eficiencia de las turbinas de las plantas de cogeneración, incluido el diseño y consideraciones específicos del lugar.

Las turbinas de gas están disponibles en una amplia gama de potencia desde unos pocos kilovatios a la utilidad del tamaño de las unidades de más de 300 MW para el funcionamiento de ciclo combinado en una central eléctrica. Examinaremos las denominadas turbinas de gas industriales, que cubren la gama de hasta 100 MW.

Las aplicaciones típicas de la cogeneración de turbina de gas se encuentran en las refinerías o industrias como la celulosa y el papel, la cerámica, los alimentos y bebidas, químicos y productos farmacéuticos. Las plantas de cogeneración se usan también como un medio eficaz para el suministro de electricidad y de calor para la calefacción local.

Las turbinas de gas pueden existir en una variedad de formas diferentes en función de su ascendencia y de aplicación. Pero si los ciclos más complejos, que emplean intercambiadores y recalentadores son ignorados, entonces todas las turbinas se ciñen al ciclo de Brayton, y las respuestas a los cambios en los parámetros serán discutidas más adelante.

Las turbinas de tierra son tanto «industriales» o «aerodinámicas» derivados de 'patrimonio' común. Algunas de las diferencias en sus características se examinan a continuación, aunque se ha producido una convergencia gradual con el tiempo en respuesta a las necesidades del mercado.

2.7.1 Parámetros de Rendimiento fundamentales

2.7.1.1 *Relación de presiones*

La relación de presiones es uno de los más elementales parámetros de diseño de las turbinas de gas. Para un ciclo simple de turbina de gas, la eficiencia de la turbina de gas es una función de las fuertes presiones como se ilustra en la Figura 2-43. Los coeficientes de presión de las turbinas de gas han continuado aumentando con las sucesivas generaciones de productos.

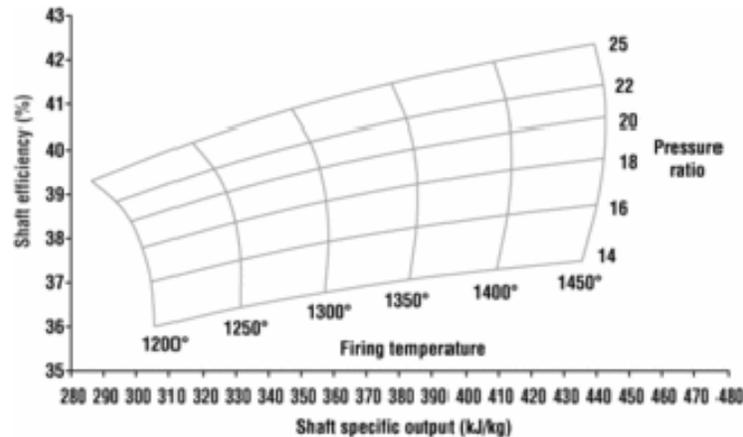


Figura 2-43: Eficiencia de la turbina en función de la presión.

En la última generación de aerodinámica, los motores pueden alcanzar relación de presión de 50:1. Las versiones industriales de estas turbinas, para industrias terrestres tienden a alcanzar menores relación de presión, del orden 30:1 usando la tecnología desarrollada para la industria aeronaval. En la mayoría de los casos, esto da de alta presión aerodinámica - turbinas de gas derivado de un alto ciclo simple de la eficiencia.

Las turbinas de gas con un patrimonio industrial han operado tradicionalmente a menor relación de presión, por lo general, van de 10:1 a 15:1, aunque los productos de la última generación son más altos. Una de las ventajas de una menor presión es que un compresor de gas combustible caro puede ser reducido en tamaño y costo, o eliminarse completamente. Además, la presión de sellado son menos complejos, lo que conduce a un diseño menos costoso.

2.7.1.2 Temperatura de combustión

La temperatura de combustión es la temperatura de los gases después de la combustión. En los ciclos reales, la temperatura tiene algún efecto sobre la eficiencia del ciclo simple, pero el principal efecto es específico sobre la potencia del motor; los kilovatios generados para cada unidad de flujo de masa que pasa por el núcleo. Este efecto se muestra muy bien en la Figura 2-44.

Parameter	GT1	GT2
Type	Industrial	Aero-derivative
Pressure ratio	11.3	21
Fuel heat input (MW)	36.1	39.3
Electrical output (MWe)	10.8	13.7
Steam (tonnes/hour at 12 barg, saturated)	27.9 (=18.4 MW)	25.5 (=16.8 MW)
Simple cycle efficiency	29.8	34.9
Overall cogen thermal efficiency	80.5	77.6
Heat/power ratio	1.70	1.23

Figura 2-44: Efecto de la temperatura en ciclos reales.

Debido a los aumentos de temperatura de combustión se obtendrá más poder de la misma estructura del motor, éste ha sido el método más común de sobre girar motores. Sin embargo, el aumento de la temperatura interior del gas da lugar a una carga adicional a los sistemas de refrigeración, que a menudo es necesario que se mejoren para mantener la vida útil de los equipos. Si la turbina no es de gran tamaño, la mayor temperatura de combustión aumentará el ciclo de presiones y dará una mejora en la eficiencia.

2.7.1.3 Temperatura de escape

La temperatura de los gases de escape es esencialmente un resultado de la relación entre la presión y la temperatura de combustión. A mayor relación de presión tienden a disminuir la temperatura de los gases de escape, mientras que un disparo de alta temperatura aumentará la temperatura de los gases de escape. La relación de los parámetros se muestra en la Figura 2-45.

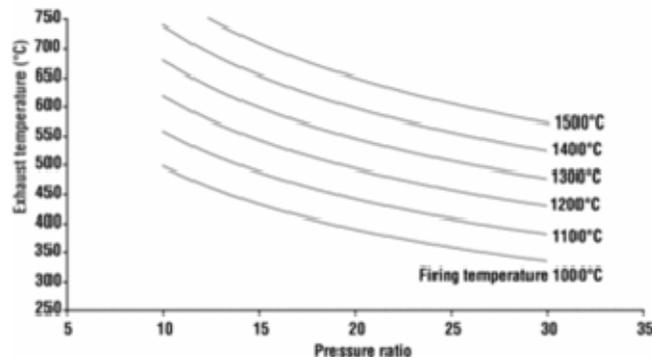


Figura 2-45: Relación entre la presión y la temperatura.

Existe una gran variación en la temperatura de gases de escape de turbinas de gas industriales, si bien la tendencia general a lo largo de los años ha sido ido aumentando. Los valores típicos varían entre 400 °C y 600 °C.

2.7.2 Eficiencia del ciclo simple

La eficiencia del ciclo simple se mide como la proporción de potencia de salida útil dividida por la aportación de calor (de combustible). Las altas eficiencias del ciclo simple se logran a alta presión y a altas tasas de temperaturas de combustión, a pesar de que pueden lograrse importantes mejoras mediante la adopción de ciclos más complejos como los arreglos intercambiador / recuperador.

La alta relación de presión necesaria para una buena eficiencia del ciclo simple generalmente significa que la temperatura de gases de escape es baja. Esto tiene un impacto en la eficiencia térmica de cogeneración general, como se expone a continuación.

2.7.3 Consideraciones de Cogeneración

2.7.3.1 Eficiencia de la cogeneración

En la cogeneración, para una parte del escape de gas se recupera la energía en un sistema de recuperación de calor. En algunas aplicaciones, la naturaleza limpia de los gases de escape, significa que esta energía puede ser adecuada para el secado directo.

La eficiencia de la cogeneración se calcula sumando los útiles de la energía eléctrica y la energía térmica de salida y luego dividiendo por el calor de entrada de combustible. Un sistema bien diseñado de cogeneración de turbina de gas puede lograr la eficiencia térmica global de más del 80% y, si hay un uso de bajo grado de calor, la eficiencia puede rayar el 90%.

La cantidad de extracción de calor es generalmente limitada por la temperatura admisible de pila, que debería ser lo suficientemente alto como para evitar la condensación de los productos de combustión en el sistema de escape a fin de reducir el riesgo de corrosión. Una temperatura típica límite inferior de la pila es de alrededor de 130 ° C. Muchos generadores de vapor de recuperación de calor

(HRSGs) tienen restricciones internas en su termodinámica, como la caldera y la temperatura del punto de rocío, que obligará a una mayor temperatura de la pila y en consecuencia aumentar la pérdida de energía. Estas limitaciones dependen de las propiedades del vapor y deben evaluarse caso por caso.

Sin embargo, las temperaturas de los gases de escape de la turbina de gas son relativamente bajas en comparación con las temperaturas logradas en las calderas. Esto puede limitar las condiciones y las corrientes de vapor que se pueden lograr.

La eficiencia en cogeneración siempre se reduce si el calor que puede ser planteado en el sistema de recuperación no es utilizado. Por esta razón, muchos sistemas de cogeneración son del tamaño en torno a la exigencia de calor. Cualquier desequilibrio en la exigencia eléctrica puede ser ajustado por la importación o la exportación a la red, aunque esto no siempre es práctico o posible en una serie de mercados.

Es importante tener en cuenta que los motores con relativamente bajo eficiencia de ciclo simple aún pueden ser muy eficiente en la cogeneración. La Tabla 1 compara dos diferentes modelos de turbinas de gas y, en este ejemplo, se muestra cómo la turbina con la mayor eficiencia de ciclo simple de la menor ha cogenerado con total eficiencia.

2.7.3.2 Impacto en diseño de la turbina de gas

El producto ideal tendrá buena eficiencia, junto con una buena capacidad de recaudación de vapor. Será comprado a un bajo costo de capital y se espera esté en ejecución a niveles muy altos de fiabilidad y disponibilidad. Algunas de estas características sólo se logran a expensas de la otra y es inevitable que los compromisos se deben tomar en el diseño.

Como se explicó anteriormente, la capacidad de una central de turbina de gas para proporcionar buena eficiencia en un ciclo simple depende de la cogeneración de alta presión y un alto coeficiente de temperatura de gases de escape. La Figura 2-43 muestra cómo este requisito fuerza hasta la temperatura de

combustión; este parámetro y las presiones son buenos indicadores del nivel de la tecnología.

Sin embargo, la tecnología tiene su precio. Por ejemplo, el uso de sistemas avanzados de alta temperatura de los materiales que lleven el sello y complejos arreglos tienen un impacto directo en los costos del producto. La economía de mercado determinará un nivel aceptable de costo de capital para cualquier aplicación particular y esto tiene una fuerte influencia en el diseño básico.

El gasto en desarrollo de soluciones a medida para cada sector de los medios de que la turbina de gas de fabricantes de equipos originales (OEM) aumenta la necesidad de cubrir una serie de sectores del mercado con el mismo producto plataforma. Aunque el núcleo del motor puede ser común, habrá alguna variación en el paquete para satisfacer diferentes aplicaciones.

2.7.4 Flexibilidad de Operaciones

Las necesidades de vapor y de energía no son estáticas. Calor o cargas eléctricas pueden variar en un corto plazo debido a los calendarios de producción, o puede variar durante largos plazos, como verano o en invierno la calefacción. Por lo tanto, es esencial que la planta de cogeneración de turbina de gas tenga flexibilidad en la operación. Algunos ejemplos de la planta de configuración que proporcionan esta flexibilidad se describen a continuación.

2.7.4.1 Calor suplementario

Los gases de escape de las turbinas de gas aún contienen hasta un 15% de oxígeno, de manera que es posible quemar más combustible para elevar la temperatura del gas antes de entrar en la caldera. Por el desempeño de los llamados complementarios de los disparos, la temperatura de los gases de escape puede ser elevado de unos 500 ° C a 850 ° C, y la salida de vapor aumentarse por un factor de 2. Las temperaturas más altas son posibles, sin que tengan un impacto significativo en los costos de la HRSG.

2.7.4.2 La inyección de vapor

Puede haber ocasiones en que el vapor se requiere a menos de la cantidad que puede ser planteada por el HRSG. En algunos casos, el superávit de vapor puede ser inyectado nuevamente en la turbina de gas después del compresor para aumentar el flujo de masa a través de la turbina y aumentar la potencia de salida. Mejoras del 50% o más de potencia son posibles con los niveles de inyección vapor / combustible de hasta 10:1.

A consecuencia de la inyección de vapor es que aumenta significativamente el nivel de presión de la turbina de gas, puede que el lugar de destino para el compresor tenga límites de diseño aerodinámico o mecánico. Esto significa que la inyección de vapor no es universalmente disponibles en todas las turbinas de gas y es probable que haya restricciones en el cociente vapor / combustible. El agua debe ser tratada a fin de cumplir un estricto pliego de condiciones y es un tema de consumo en este proceso, ya que se pierde a la atmósfera. Para la recuperación de estas aguas de las tecnologías están disponibles, pero no resulta nada económico implementarlo. La utilización de inyección de vapor reduce la razón de vapor / potencia.

2.7.4.3 Ciclo combinado

Si el sitio ya tiene una planta de vapor o existe un requisito adicional para la flexibilidad, la turbina de gas puede ser integrado con un ciclo de vapor. El vapor se genera con una mayor presión y una proporción puede extraerse de los ciclos de vapor y ser desviado para utilizarse en el proceso a través de una válvula de control. El flujo de vapor es variado de acuerdo con las necesidades del proceso. La potencia puede seguir siendo generada durante el tiempo de inactividad a través de la turbina de gas con aire y fuego de la caldera o el uso de un paquete separado que alimente a las calderas de vapor y a las turbinas de vapor.

Este arreglo proporciona una total flexibilidad para variar el relación calor / potencia y reduce el problema del volumen de consumo de agua utilizado en el caso de inyección de vapor. Sin embargo, se trata de un costo significativamente mayor de capital.

2.7.5 Otros Ciclos

2.7.5.1 La turbina de gas en el ciclo basado en la trigeneración

La trigeneración consiste en la producción simultánea de electricidad, calor y refrigeración a partir de una única fuente de combustible (Figura 2-46). En esta configuración, una proporción de vapor se pasa a través de un refrigerador de absorción para proporcionar agua fresca. La cantidad de calor y la refrigeración generada puede variar de acuerdo a las necesidades de instalación.

2.7.5.2 La turbina de gas de secado directo

Los gases de escape se consideran limpios y así reducir al mínimo la contaminación.

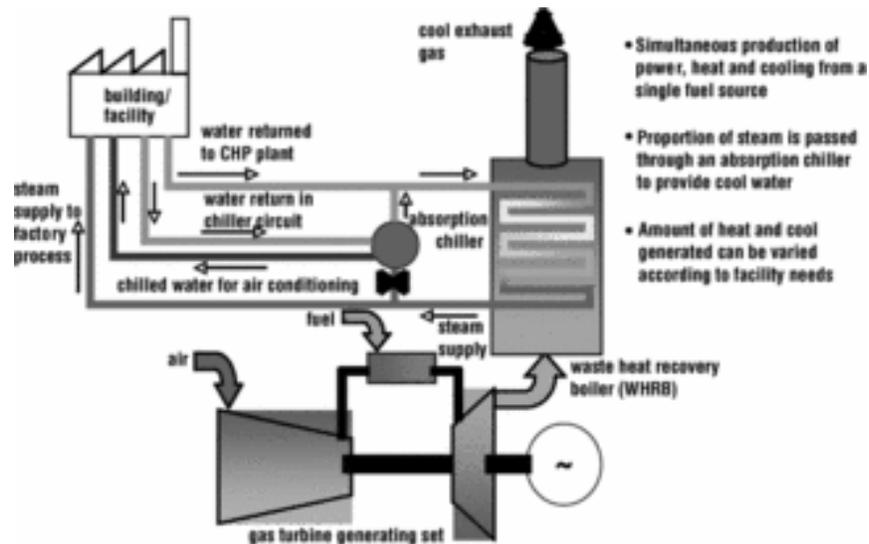


Figura 2-46: Esquema de un ciclo de trigeneración.

Se utilizan también sistemas alternativos y complementarios de los disparos de aire a aire con intercambiadores de calor para el secado indirecto. Las aplicaciones típicas incluyen el secado directo de fábricas de papel y las fábricas de cerámica.

2.8 HRSG definido por el balance de calor

El diseño del HRSG es crucial para la eficiencia general del sistema de cogeneración.

Una turbina de gas opera por la quema de gas para generar electricidad. Los gases de escape de la turbina de gas se encuentran a una temperatura potencialmente superior a los 1000 ° C. A menos que las medidas adoptadas para recuperar la energía en el calor de los gases de escape, la eficiencia térmica de la turbina de gas será inaceptablemente baja. Capturar la salida de calor y hacer un uso productivo de la energía teóricamente mejora la eficiencia de la planta, y la recuperación del calor por generador de vapor (HRSG) en los sistemas es un elemento importante en lograr esta captura de la energía de los residuos.

Los HRSG se usan para recuperar energía a partir de residuos de calor, y utilizar esta energía para generar vapor. Los HRSG son predominantemente usados en conjunto con turbinas de gas, de vapor y de los que generan se utiliza tanto en el proceso de vapor, y la entrega de calefacción o refrigeración, o de mover un turbina de vapor. El total de la eficiencia de un sistema de cogeneración es una función de la cantidad de energía que puede ser útilmente recuperada de los de gases de escape la turbina.

Un HRSG no cuenta con un horno para la generación de vapor, y todo el calor es necesario extraerlo del gas de escape de la turbina. En una caldera de vapor, el sobrecalentamiento se realiza después de la evaporación, mientras que en un HRSG, el evaporador está situado aguas abajo del sobrecalentador.

Se puede argumentar que en una planta de carbón o de petróleo de calor transeuropeas se puede cuidar de sí misma, ya que la temperatura en el horno donde evaporación tiene lugar alrededor de los 2000 ° C, y en el sobrecalentador en la región de sobrecalentamiento, con temperaturas que van de 800 ° -1400 ° C. Una importante cuestión en el diseño de plantas de vapor es el de los materiales utilizados, por el riesgo de desplazamiento y la corrosión en estos.

2.8.1 Temperaturas elevadas.

Sin embargo, en un HRSG, el diseño general se rige por el lado de humos, y la transferencia de calor en vez de los materiales. Una visión demasiado pesimista de las tasas de transferencia de calor puede dar lugar a una unidad que es demasiado cara, o incluso un bien diseñado HRSG tiende a ser grande en proporción a su temperatura de salida, a causa de las bajas eficiencias que participan las tasas de transferencia de calor y la necesidad de reducir al mínimo las caídas de presión a lo largo del conducto. El posicionamiento y dimensión de las superficies del intercambiador de calor es fundamental. Esto podría dar lugar a un HRSG con un régimen de trabajo muy malo.

A pesar de un importante aumento de las temperaturas de entrada de la turbina de gas en los últimos 20 años, sólo se ha producido un aumento muy lento en la temperatura de los gases de la chimenea. La consecuencia de esto es que los HRSG de las plantas tienden a ser grandes en términos de capacidad de generación de vapor, y la necesidad de generar el vapor de dos o más evaporadores separados a diferentes presiones. Por razones de eficiencia, el punto de pinch de las temperaturas de las calderas tienden a estar en el rango de 4° - 12° C, y en consecuencia, la mayoría de los tubos en HRSG consisten en aletas.

2.8.2 Menores relaciones de presión

Las turbinas de gas que operan en las plantas de energía ejecutan en forma significativa a menor presión de los coeficientes que los utilizados en el sector aeroespacial. A este valor inferior de presiones se simplifica el diseño del compresor, que es importante debido a que las turbinas de gas industriales tienen que girar a la misma velocidad, independientemente de la potencia de salida. Una baja proporción de presión da una baja temperatura de entrada en la turbina de gas, a fin de que más combustible pueda ser quemado. Un aumento de la tasa de presión tiende disminuirla.

El aumento de la temperatura de salida es muy lento. Si la razón de presión se mantiene fija, la temperatura de salida se incrementaría en proporción directa a la

entrada de temperatura, y con las turbinas de gas que trabajan a altas temperaturas sería muy ineficiente.

Esto beneficia a la transferencia de calor en la HRSG. Una proporción baja de presión resultada en una bastante alta temperatura de salida en la HRSG, que es un factor vital en el logro de un precio razonable de la transferencia de calor cuando los coeficientes de transferencia de calor son bajos. Una baja relación de presión hará que los coeficientes sean ventajosos.

La eficiencia de la HRSG también está mejorado como resultado de la reducción de los niveles de exceso de aire al entrar en la turbina de gas. Aun así, el exceso de aire es de aproximadamente 3-4 veces mayor que el necesario para una completa combustión. Cuando este exceso de aire sale de la HRSG, que conlleva una gran pérdida de energía térmica, a pesar de una chimenea típica de gas en donde la temperatura es de sólo 100 ° C. Cualquier reducción en el exceso de aire se mejora en mucho la eficiencia.

En la práctica, los diseñadores de las turbinas de gas no tienen mucha flexibilidad en decidir cuánto poder se extrae de la turbina de gas, y a qué temperaturas salen los gases de escape, y las han tenido que mantener entre 500 ° - 600 ° C.

2.8.3 Geometrías de los HRSG

Para HRSG, evaporadores, calderas, sobrecalentadores y, dado el caso, recalentadores, se encuentran en su gran mayoría grandes conductos rectangulares. Para reducir la velocidad de los gases de escape de la turbina, se agranda el conducto en una forma de V, tanto horizontal como verticalmente, para evitar una presión excesiva a través del HRSG.

El HRSG puede ser establecido en forma horizontal al suelo, este tipo horizontal de HRSG tiene el conducto principal en una pila equipados con silenciadores, o puede tomar forma vertical, con las calderas y sobrecalentadotes incorporados en la estructura de pila.

En una típica geometría horizontal, la transferencia de calor en el HRSG se encuentra en el tubo vertical de la matriz de todo el conducto, mientras que en vertical HRSG, el tubo es normalmente en forma de bucles y que cruce horizontalmente el conducto. Los HRSG verticales, originalmente desarrollados en Europa, ofrecen una menor resistencia al flujo y son menos vulnerables a los problemas que el ciclo térmico les imprime. Los HRSG horizontales en cambio, quedan más expuestos. Ambos tipos son similares en eficacia general.

La tubería para HRSG es grande debido a las grandes cantidades de aire y productos de la combustión que pasan por la turbina de gas. El flujo de masa y las tasas para las grandes turbinas de gas pueden ser más de 600 kilogramos / segundo. La disposición horizontal de los HRSG puede ser de hasta 25 metros de altura y hasta 60 metros de largo. Como resultado de ello, la expansión térmica de las tuberías, es un diseño en sí muy difícil, cuestión debido a la importancia y la necesidad de preservar la integridad del aislamiento interno. Con HRSG verticales, los gases de combustión tienen que a su vez ir a través de un ángulo recto arriba en la pila poco después de que ha dejado la turbina de gas. Muy poco calor se habrá perdido de los gases de la combustión en este punto, y es una región donde la expansión térmica puede convertirse en un problema importante.

2.8.4 Múltiple generación de presión de vapor

Para lograr la máxima eficiencia posible tanto en el gas y la turbina de vapor, la temperatura de entrada de gas tiene que ser lo más elevada posible. El vapor de entrada en la mayoría de los HRSGs oscila en los 480 ° -530 ° C. Para hacer uso de vapor de una temperatura de unos 500 ° C o más, el vapor se ha expandido a través de una adecuada relación de presiones. Dado que la relación de la presión en los condensadores es más o menos fija, lo que requiere una adecuada presión de vapor en la turbina. Para un HRSG equipado con un sobrecalentador y no recalentar al sistema, un vapor de temperatura de 500 ° C exigiría un vapor de Presión de 60-80 bar. Para una nueva planta equipada con recalentador, la presión tendría que estar por encima de 120 bar. La generación de vapor en estas presiones tiene un gran impacto en el diseño del HRSG, porque gran parte de la absorción de calor se

produce cuando el agua hierve en realidad. El punto de ebullición con los cambios de presión, y para agua en 60 bar, tiene lugar a los 275 ° C. A 100 bar, el punto de ebullición es 311 ° C, y en estas presiones subcríticas, la temperatura del agua no cambia hasta que toda el agua ha hervido en vapor.

Esto lleva a uno de los problemas con la generación de vapor en HRSG. Dado que los gases de la combustión en un HRSG es de unos 600 ° C, y la mayoría de la absorción de calor se produce en todo el punto de ebullición, esto significa que la temperatura de los gases de la combustión va hasta la pila sería de algo más de 300 ° C. Esto significaría que alrededor de la mitad del calor disponible en los gases de combustión se perdería si un HRSG produce vapor a muy alta presión, como en una caldera de combustible pulverizado.

Este problema se puede superar mediante la instalación de un nuevo conjunto de evapo-transpiración, economizadores y sobrecalentadores en el HRSG. Este conjunto adicional de vapor produce más bajo, a la presión de 4-10 bar. El punto de ebullición del agua en estas presiones es 140 ° -180 ° C, y no en primer plano a baja temperatura el calor en los gases puede ser recogidos con facilidad.

2.8.5 HRSG Verticales versus horizontales

En HRSG horizontales, la turbina de gas de gases de escape se realiza horizontalmente a través de la carcasa de la HRSG y pasa verticalmente sobre los tubos antes de ser convertido a una pila vertical. El vapor de agua y la circulación en estos tubos normalmente se lleva a cabo sin la necesidad de una bomba de circulación.

En HRSG verticales, los gases de escape de la turbina de gas se dirige inmediatamente hacia arriba y, a continuación, pasa por encima de los bancos horizontales de los tubos antes de pasar directamente en la pila. En este arreglo, en general, ayuda a separar las bombas de circulación del vapor y el sistema de abastecimiento de agua para cada una de las diferentes fases de presión.

Cada tipo tiene diferentes ventajas y desventajas.

2.8.5.1 HRSGs Horizontal

Ventajas:

- la reducción de las necesidades de energía debido a la falta de caldera y bombas
- ningún mantenimiento ni necesidad de distribuir bombas, motores, y controles
- más fácil drenaje de los tubos verticales o inclinados
- la altura total de la caldera de la planta puede ser más fácilmente restringida con espaciadores
- se puede proporcionar un fácil refrigerado por agua de la zona o de los hornos de combustión.

Desventajas:

- la imposibilidad de operar calderas con una amplia gama de presiones sin afectar la circulación
- la interrupción de flujo no compensado. Porque los HRSGs horizontales no tienen circulación forzada, cualquier perturbación de la corriente toma un tiempo para ser resuelto
- la caldera tiene mayor huella
- más lenta la puesta en marcha y el tiempo de respuesta
- una mayor atención necesaria para mantener la limpieza necesaria, especialmente cuando se están siendo utilizados gases “sucios”
- puede ser difícil de retirar solo los elementos tubulares

2.8.5.2 HRSGs Verticales

Ventajas:

- capacidad para utilizar la unidad con la presión de deslizamiento, por lo general, el 50% de la presión normal de trabajo

- menor huella
- la recuperación de superficie adicional de los bancos o de doble o triple
- en lugares muy restringidos, la caldera puede montarse directamente sobre la turbina de gas, con la recta vertical de escape en la caldera
- más rápida puesta en marcha de los tiempos fríos
- en general, el contenido de agua inferior que el HRSG horizontal con equivalente de salida
- fácil de organizar
- fáciles de retirar los elementos de tubos sin interesar a otros tubos.

Desventajas:

- el aumento de consumo de energía debido a las bombas
- elementos adicionales (distribuir bombas, motores, controles de la bomba) que requieren mantenimiento
- el drenaje es menos eficiente y menos eficaz
- se restringe la caldera por alturas que son difíciles de conseguir
- refrigerado por agua en el tubo de apoyo necesario con temperaturas de gas por encima de 760 ° C
- no tan fácil de proporcionar una refrigeración por agua de combustión o de la zona.

2.9 El análisis de Exergía

El análisis de exergía es una técnica para evaluar el funcionamiento de procesos, sistemas y equipos industriales basado en la aplicación simultánea de las dos leyes fundamentales de la Termodinámica.

2.9.1 Introducción

La exergía de un sistema es una medida de la calidad de la energía que contiene y de su alejamiento con respecto al medio que lo rodea. En términos técnicos, la exergía es una propiedad termodinámica de un sistema cuyo valor es igual al trabajo máximo que puede obtenerse del sistema como resultado de sus condiciones de temperatura, presión, composición, posición, velocidad, etc., con respecto a un sistema de referencia especificado: todo sistema cuyas condiciones sean diferentes de las condiciones del medio ambiente, tendrá el potencial para hacer que un proceso se efectúe o para producir un cambio. Una vez que el sistema alcanza las condiciones del medio ambiente, el potencial para hacer que un proceso se efectúe desaparece, por lo que tales condiciones se conocen como "estado muerto" en el cual el valor

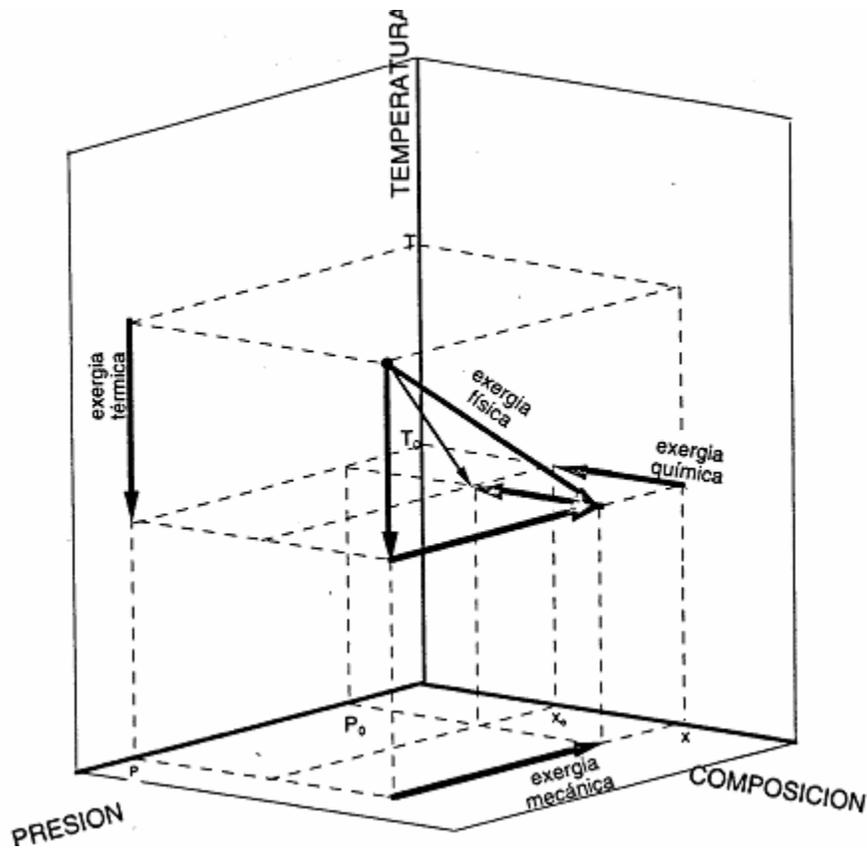


Figura 2-47: Exergía sustancial.

En ingeniería, la cantidad de energía se mide generalmente utilizando la función termodinámica llamada "entalpía" (del griego en = dentro y thalpie - calor), de manera que es el valor de esta propiedad el que permanece constante. De igual manera, la calidad de energía se mide generalmente utilizando la función termodinámica llamada "exergía" (del griego ex = fuera y erg = trabajo), de manera que es el valor de esta propiedad el que disminuye. Los fundamentos del concepto de exergía (es decir de la Segunda Ley de la Termodinámica) fueron establecidos hace más de cien años por Carnot y Gibbs. Carnot determinó la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse de una fuente de calor (o exergía del calor) mientras que Gibbs determinó la cantidad de trabajo disponible en un cuerpo colocado en un medio ambiente determinado (o exergía sustancial, ver Figura 2-47).

2.9.2 Formas de Exergía

La exergía, de la misma manera que la energía, tiene dos formas fundamentales de manifestarse: la primera asociada a una transferencia de energía que no está acompañada por un flujo de materia, y la segunda asociada al contenido de exergía de la materia, que es transportado por la masa. En el primer caso la exergía es una función de transferencia (resultante de una energía en tránsito) y las maneras principales para efectuar dicha transferencia son las asociadas al trabajo Ex_W y al calor Ex_Q . En el segundo caso la exergía es una propiedad de la materia Ex_M . La Figura 2-48 muestra las diferentes formas de la exergía.

Función de Transferencia		forma de la energía asociada
- exergía del trabajo	$Ex_w = W$	ordenada
- exergía del calor	$Ex_h = Q \theta = Q (1 - T_0/T)$	desordenada
Función de Estado		
- exergía de la materia	$Ex_m = Ex_i + Ex_s$	
- exergía inercial	$Ex_i = Ex_g + Ex_v$	ordenada
- exergía potencial	$Ex_g = g (z - z_0)$	
- exergía cinética	$Ex_v = 1/2 (v - v_0)^2$	
- exergía sustancial	$Ex_s = Ex_f + Ex_q$	desordenada
- exergía física	$Ex_f = [(H - H_0) - T_0 (S - S_0)]$ a X constante	
- exergía química	$Ex_q = [(H - H_0) - T_0 (S - S_0)]$ a T, P constantes	

Figura 2-48: Formas de exergía.

2.9.3 Metodología de aplicación de un análisis energético – Procedimiento de aplicación

La metodología general de aplicación de un análisis de exergía a un sistema complejo involucra los siguientes pasos:

1. Adaptación del diagrama de flujo de proceso convencional en un Diagrama de Bloques incluyendo no sólo las corrientes de energía y de materia que se muestran normalmente en el diagrama de flujo, sino también todas las entradas y salidas que representan un flujo de exergía en cada bloque (servicios auxiliares, electricidad, gases producidos, entradas de reactivos, pérdidas de calor a través de aislamientos térmicos, etc.).

2. Cálculo de balances de materia, entalpía y entropía de cada bloque y global, a partir de los cuales se obtiene el balance de exergía; evaluación de la exergía de todas las corrientes involucradas.
3. Cálculo de los parámetros de funcionamiento de cada bloque: Pérdidas de Exergía irreversibles, Efluentes y Totales, y Efectividad de cada bloque. Dependiendo de los objetivos del análisis, cálculo de otros parámetros relevantes, tales como las Pérdidas Cumulativas de Exergía, el Contenido Exergético del Proceso, la Eficiencia, los Rendimientos, etc.
4. Potencial de Mejoramiento y Análisis:
 - Cálculo del Potencial de Mejoramiento de cada bloque y de todo el sistema; determinación del Índice de Agregación del análisis.
 - Realización de un Análisis Exergoeconómico del sistema.
5. Proposición de mejoras al proceso en base a los Potenciales de Mejoramiento más importantes de los bloques.
6. Evaluación exergoeconómica de modificaciones: recuperación de exergía, inversión, costos de operación, costos financieros, tasa interna de retorno, periodo de recuperación, valor presente neto, etc.
7. Modificación del grado de agregación del análisis en caso de ser necesario.
8. Evaluación técnica de las propuestas; impacto ambiental, ahorros globales de energía primaria, factibilidad de aplicación, ventajas y desventajas operativas, etc.

El punto crítico en esta metodología general es obviamente el quinto en el que la experiencia del ingeniero es la mejor herramienta. En el caso del análisis de instalaciones existentes, la proposición de mejoras tiene varias limitaciones que deben evaluarse en el punto 8, principalmente por lo que se refiere a la disponibilidad de espacio, el tiempo de implementación, y la

integración del sistema con sistemas vecinos e incluso a la disponibilidad del personal operativo para aceptar las modificaciones.

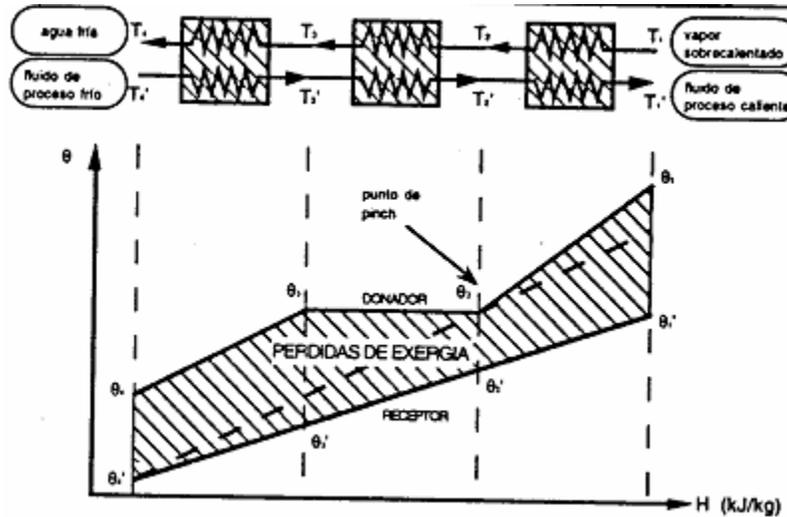


Figura 2-49: Fundamentos del método pinch.

2.10 Elementos del Análisis Termoeconómico

2.10.1 Análisis Termodinámico

Por medio de la aplicación de balances de masa y energía se determinaron ya las propiedades termodinámicas en los diferentes puntos del sistema partiendo de la información inicial. En este análisis se habían considerado adiabáticos todos los componentes excepto la cámara de combustión, en la que se pierde por transferencia de calor alrededor del 2% de la energía suministrada por el combustible. Se ha tomado una eficiencia isentrópica constante de 0.86 para el compresor y la turbina. Adicionalmente se considera combustión completa para determinar la composición de los gases en el punto 4 y con el fin de aislar el efecto de la altitud, se conserva constante la relación másica aire-combustible controlando el flujo másico de combustible.

2.10.2 Análisis energético

La composición del aire atmosférico empleada en el análisis corresponde a una humedad relativa de 60% (76.91 % N_2 , 20.457% O_2 , 0.029% CO_2 y 2.514%

H₂O). Las propiedades termodinámicas de los gases se calculan según el programa steam para excel.

Tabla 2.6: Términos del análisis exergético.

Componente	Flujo exergético [kW]	
	Producto (P)	Recurso (F)
C	$\dot{m}_1(e_2 - e_1)$	\dot{W}_C
CC	$\dot{m}_4 e_4$	$\dot{m}_1 e_3 + \dot{m}_{10} e_{10}$
T	\dot{W}_T	$\dot{m}_4(e_4 - e_5)$
PC	$\dot{m}_1(e_3 - e_2)$	$\dot{m}_4(e_5 - e_6)$
EV	$\dot{m}_8(e_9 - e_8)$	$\dot{m}_4(e_6 - e_7)$

En la metodología termoeconómica se emplea el análisis exergético para determinar los flujos exergéticos asociados al recurso y al producto de cada componente, así como las tasas de destrucción y pérdida de exergía en éstos. En la Tabla 2.6 se presentan los términos del análisis exergético para el sistema de cogeneración de interés.

En cada caso la exergía específica se calcula como la suma de los aportes físico y químico, despreciando las energías cinética y potencial, tal como se ilustra en la ecuación (2-71)

$$e_i = e_i^F + e_i^Q = (h_i - h_{i,0}) - T_0(s_i - s_{i,0}) + e_i^Q \tag{2-71}$$

Como es comentado por Moran y Shapiro, los productos de combustión están compuestos de sustancias presentes en el ambiente, de modo que su exergía química depende sólo de las diferencias de concentración de cada especie con éste.

En el análisis del problema se suele emplear metano como combustible. En este trabajo se ha utilizado gas natural de la con una composición que se presume estándar para la región, de acuerdo a las consultas efectuadas con ingenieros de las plantas vecinas de la paraestatal PEMEX, el cual es una mezcla gaseosa que se considera ideal con la composición mostrada en la Tabla 2.7

Tabla 2.7: Composición del combustible.

Componente	Fracción molar
CH ₄	0.9776
C ₂ H ₆	0.0038
C ₃ H ₈	0.0020
N ₂	0.0129
CO ₂	0.0037

La exergía química del combustible utilizada ha sido obtenida según Kotas¹⁷ y usando la composición de la (2-71) se llega a que su valor es 50050.7 kJ/kg, magnitud ligeramente mayor a su poder calorífico inferior (48773.3 kJ/kg).

Para el análisis económico se requiere conocer además los flujos energéticos, así como las tasas de pérdida de exergía al medio. Para calcular el flujo energético asociado al calor perdido en la cámara de combustión, se asume que el aislamiento térmico garantiza una temperatura superficial de 80 °C, con lo cual el flujo energético de pérdida en la cámara de combustión se calcula de acuerdo a

$$\dot{E}_{L,CC} = \left(1 - \frac{T_0}{353.15}\right) \dot{m}_{10} \cdot PCI \cdot (0.02) \quad (2-72)$$

Donde *PCI* es el poder calorífico inferior del combustible. Sólo se pierde exergía en el evaporador. En los demás componentes no se pierde exergía al medio. La tasa de destrucción de exergía en cada componente se determina fácilmente a partir de su balance exergético.

La eficiencia exergética de cada componente se define como:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (2-73)$$

2.10.3 Análisis Económico

Se necesita determinar las tasas de costo asociadas con el producto de cada componente del sistema. Éstas comprenden los costos “económicos”, es decir, aquellos asociados con la inversión en la compra de los equipos, los impuestos, la operación y el mantenimiento, entre otros. La tasas de costo también comprenden

¹⁷ Kotas, T.J. The exergy method of thermal plant analysis, Krieger Publishing Company, Florida 1995.

los costos energéticos o termodinámicos que incluyen el efecto de las pérdidas o degradaciones de energía.

De acuerdo a Bejan *et al.*¹⁸ la tasa de costo asociada con el producto de un componente del sistema se define como:

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (2-74)$$

Donde P se refiere al producto, F al recurso y el segundo término de la derecha es la tasa de costos no termodinámicos, principalmente los de inversión de capital, de operación y mantenimiento, el cual se puede aproximar para cada componente:

$$\dot{Z}_k = \frac{A}{PEC_{tot} \cdot \tau} PEC_k \quad (2-75)$$

En la ecuación (2-75) el término A es una constante asociada con los cargos impositivos y los costos de operación y mantenimiento anuales. El término PEC_k se refiere al costo de compra de cada componente, t es el tiempo de operación anual de la planta. El término en el denominador está dado por la expresión:

$$PEC_{tot} = \sum_k PEC_k \quad (2-76)$$

Los costos de compra de cada componente se han obtenido de los valores reportados por la administración de la planta. Se ha tomado un tiempo de funcionamiento de 24 horas diarias, todos los días del mes durante 10 meses al año, de acuerdo a los paros de mantenimiento existentes. Las tasas de costo asociadas con el producto y el recurso del k -ésimo componente se calculan según:

$$\dot{C}_{\Gamma,k} = c_{\Gamma,k} \cdot \dot{E}_{\Gamma,k} \quad (2-77)$$

¹⁸ Bejan, A., Tsatsoronis, G. y Moran, M. Thermal design and optimization, John Wiley & Sons, New York, 1996.

Donde G puede ser P o F . El primer término del segundo miembro es el costo exergético unitario. Los flujos exergéticos en esta expresión proceden del análisis termodinámico.

Finalmente, se tomaron en consideración algunas variables termoeconómicas importantes para diagnosticar el sistema. En primer lugar, se tiene la diferencia de costos relativa de cada componente, obtenida según

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{F,k} \cdot \dot{E}_{P,k}} \quad (2-78)$$

Este parámetro expresa el incremento relativo en el costo unitario promedio entre el producto y el recurso de un componente, por lo que su variación es más representativa que aquella del costo del producto. Otro parámetro importante es el factor exergoeconómico (f_k), el cual expresa la contribución relativa de los costos no exergéticos:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (2-79)$$

Los costos de las tasas de destrucción y pérdida de exergía se definen según las ecuaciones en (2-79); en donde se asume que la pérdida o destrucción de exergía se cubre con una entrada adicional de combustible o recurso a cada componente.

$$\begin{aligned} \dot{C}_{D,k} &= c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k} \\ \dot{C}_{L,k} &= c_{F,k} \cdot \dot{E}_{L,k} \end{aligned} \quad (2-80)$$

2.10.4 Balance de costos

De forma general, el balance de costos de un componente se expresa como¹⁹:

¹⁹ Bejan, A., Tsatsaronis, G. y Moran, op. cit.

$$\sum_s \dot{C}_{k,s} + \dot{C}_{W,k} = \dot{C}_{Q,k} + \sum_e \dot{C}_{k,e} + \dot{Z}_k \quad (2-81)$$

Esta ecuación establece que el costo total de las corrientes exergéticas de salida es igual al gasto total hecho para obtenerlas. En la expresión anterior el subíndice e se refiere a las corrientes de entrada y s a las de salida. W se refiere al trabajo que sale del componente y Q al calor que entra. Aplicando este balance a todos los componentes se obtiene igual número de ecuaciones. Dado que el número de incógnitas supera al de ecuaciones se necesitan relaciones adicionales entre los diferentes costos exergéticos. Para esto se usa la teoría contable, la cual establece que el costo unitario de una corriente solo cambia si se le añade exergía a ésta durante el proceso en un componente.

Por tanto, para aquellas corrientes que disminuyen o no cambian su exergía al paso por los componentes se considera que su costo unitario o exergético permanece constante. Adicionalmente, el costo exergético del trabajo producido por la turbina es igual al empleado en el compresor. El costo exergético del combustible, c_{10} , se calcula usando valores actuales de la UPME [19] para el gas natural en México y para el valor del dólar.

2.10.5 Costo total del producto del sistema

Al resolver las ecuaciones resultantes de los balances de costos se determinan los costos exergéticos de interés, con lo cual, se puede determinar el costo total del producto según la ecuación:

$$c_{P,tot} = \frac{\sum \dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,tot}} \quad (2-82)$$

En un proceso de optimización termoeconómica, ésta sería la función objetivo a minimizar. En este caso, que se tienen dos productos: potencia eléctrica y vapor, el denominador en la expresión (2-82) debe ser la suma de los flujos exergéticos del producto del evaporador y del trabajo útil obtenido en la turbina.

2.11 Selección del Esquema de Cogeneración

2.11.1 Consideraciones Generales

El sistema de cogeneración industrial más frecuentemente empleado en la actualidad se basa en el desarrollo de la turbina de gas como equipo primo motor principal y en el gas natural como combustible. Los gases de escape provenientes de la turbina se aprovechan normalmente en una caldera de recuperación, utilizándose la técnica de la post-combustión para ajustar la producción de calor útil a la demanda puntual del proceso industrial. El sistema alcanza elevados rendimientos globales (75-85%), con rendimientos eléctricos variables en función principalmente del tamaño de la instalación (20-35%).

Para aplicaciones en el sector terciario, así como en la pequeña industria, el motor de gases el equipo más utilizado. Su rendimiento eléctrico es del orden del 32%, alcanzándose rendimientos globales promedio en esquemas de cogeneración (60-75%) inferiores a los obtenidos en las instalaciones de cogeneración industriales indicadas.

En España por ejemplo la producción de electricidad mediante cogeneración ha experimentado en los últimos años un crecimiento del 56%, ha sido la turbina de gas el equipo empleado en 28 de un total de 42 nuevas instalaciones. (2005).

En Holanda, país que cubre aproximadamente el 15% de sus necesidades eléctricas mediante cogeneración, se habían instalado, 91 turbinas de gas con 1.328 MW de potencia eléctrica.

Así mismo, en los EE.UU. y más concretamente en los estados de California y Texas, instalaciones de cogeneración que totalizan 9.500 MW eléctricos se han implantado desde la promulgación en 1978 del PURPA (Public Utility Regulatory Policy Act.), Las turbinas y motores de gas han sido también los equipos motores principales empleados.

La posibilidad de utilizar tecnologías de combustión limpia, tales como el lecho fluidizado atmosférico o a presión, así como ciclos combinados integrados con

el proceso de gasificación del carbón, permiten prever una utilización creciente y paralela al perfeccionamiento todavía necesario de dichas tecnologías.

2.11.2 Consideraciones Medioambientales

El aprovechamiento simultáneo del calor y electricidad que caracteriza a la cogeneración hace a ésta especialmente eficiente en el uso de la energía. La generación de electricidad en las centrales termoeléctricas convencionales del servicio público representa rendimientos sensiblemente inferiores al disiparse en el medio ambiente importantes cantidades de calor para el que no existe posible aplicación, con rendimiento promedio del 36%.

Las pérdidas por transporte de electricidad en los sistemas de cogeneración, al producirse la electricidad donde se consume, son muy inferiores a las existentes en el sistema convención, tal como se señala en las Figura 2-50 y Figura 2-51.

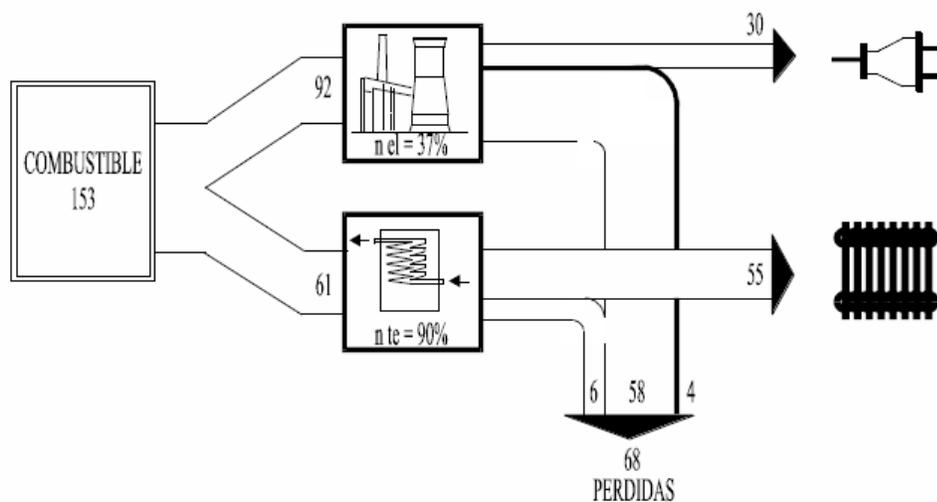
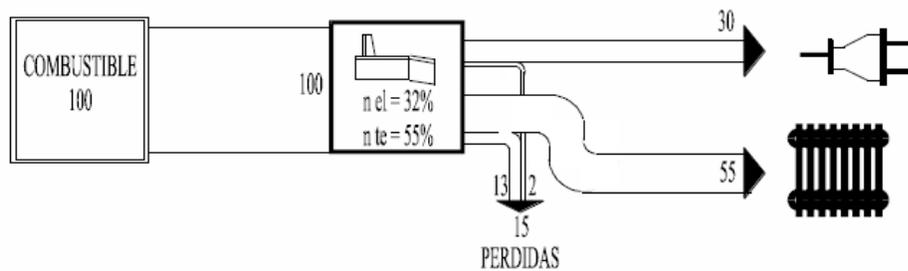


Figura 2-50: Sistema Convencional (Suministro por parte de la Compañía Eléctrica). Pérdidas por distribución.

La industria obtiene su ventaja económica en el sistema de cogeneración con el margen resultante de restar a la factura eléctrica evitada el incremento de factura por combustible. Obsérvese que el precio unitario eléctrico convencional puede representar cinco veces el precio unitario del combustible.



$$(1 - 100/153) 100 = 35\% \text{ AHORRO DE ENERGÍA PRIMARIA}$$

Figura 2-51: Sistema de Cogeneración. Electricidad y calor en la Industria. Ahorro en combustibles primarios.

Las emisiones de óxidos de azufre y de partículas sólidas serán prácticamente nulas, siendo el valor correspondiente a los óxidos de nitrógeno (NO_x) el único agente contaminante a controlar.

En las instalaciones que emplean la turbina de gas, la emisión de NO_x suele estar por debajo de 200 mg/Nm³, pudiendo en ciertos casos reducirse este efecto con la inyección de agua o vapor en la cámara de combustión.

Adicionalmente a lo anterior, los diferentes fabricantes de este tipo de máquinas están procediendo a rediseñar las cámaras de combustión utilizando probadas técnicas de combustión con bajo NO_x, tales como la precombustión, recirculación de los gases de combustión ó la premezcla con aire secundario de dilución. Estas técnicas dan como resultado un relativo bajo pico de temperatura de flama y, por tanto, bajas emisiones de NO_x.

Las instalaciones de cogeneración que utilizan la post-combustión, como sistema de modulación para la producción puntual de calor que el proceso industrial requiera, pueden reducir, así mismo, la producción final de NO_x. Un quemador en la corriente de aire convenientemente diseñado permite incinerar parte del NO_x producido en la turbina, a la vez que eleva la temperatura de los gases que se envían al sistema de recuperación sin formación de nuevo NO_x.

Además de lo ya indicado, la puesta en servicio de instalaciones de este tipo supone unos niveles globales de contaminación por CO₂ muy inferiores a los habituales en los sistemas convencionales de generación de electricidad, teniendo en cuenta las características específicas de la cogeneración en lo relativo a su bajo régimen térmico.

La cogeneración se revela hoy no solamente como la inversión estratégica que permitirá a algunas industrias afrontar con garantías el desafío inherente a unos mercados cada día más competitivos, sino también como un sistema idóneo para el uso racional y limpio de la energía.

La vulnerabilidad del sistema de abastecimiento energético puesta de manifiesto en la crisis actual de los precios del petróleo, fundamentalmente debido a la guerra de Irak y la situación de enemistad de occidente con el mundo árabe en general, será menor fomentando las medidas de ahorro y diversificación. La cogeneración se presenta doblemente adecuada a este respecto por ahorro de energía primaria y porque su implantación supone, en la mayoría de los casos, la sustitución de combustibles derivados del petróleo por gas natural.

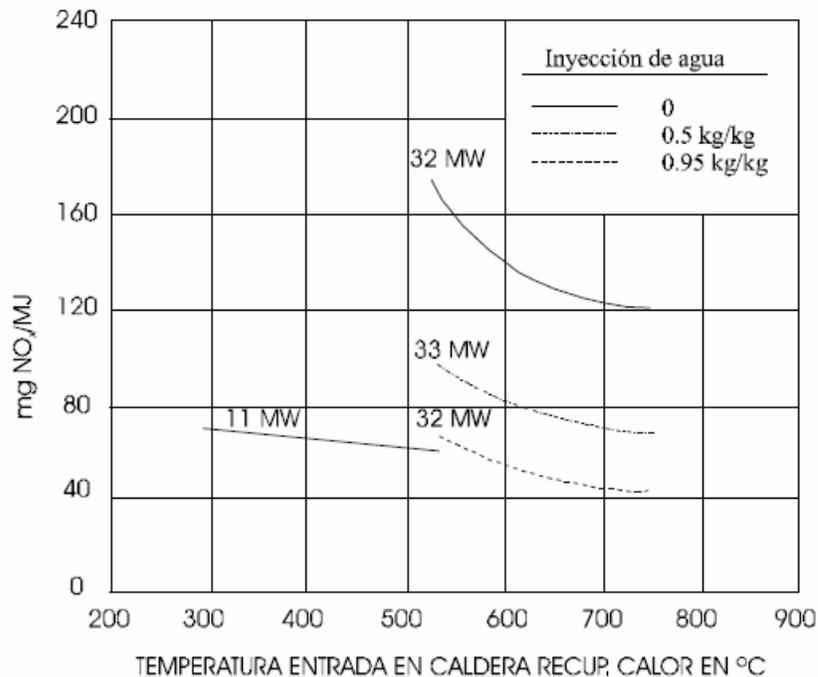


Figura 2-52: Emisiones de NO_x por MJ para distintas cargas en una Turbina de Gas estándar.

2.11.3 Evolución de los sistemas de cogeneración

Las centrales de generación simultánea de fuerza y calor se componían anteriormente de una caldera y una turbina de vapor de contrapresión o extracción.

Hoy se han generalizado las turbinas de gas, equipos confiables con muchas ventajas y que ofrecen estas alternativas a las centrales de cogeneración:

- Una turbina de gas con generador y recuperación de calor por cualquier sistema (directo, caldera, intercambiador, etc.).
- Una turbina de gas, una caldera, más una turbina de vapor de contrapresión o de extracción / condensación.

La combustión suplementaria y la turbina de vapor puede cambiar la relación calor/energía eléctrica como proyecto de readaptación de la central eléctrica con el fin de generar prioritariamente energía eléctrica o calor.

La capacidad de producción de las turbinas está entre 27 y 212 MW (en condiciones ISO) y su eficiencia varía de 29 a 35% (LHV), su eficiencia en ciclo simple es muy modesta, su costo de instalación es inferior al de otras centrales eléctricas.

Considerando su corto plazo de entrega, generalmente inferior a un año entre la fecha de la orden y la de puesta en servicio, ofrecen una de las mejores soluciones para una central de decadencia, combinadas estas turbinas con un sistema de recuperación del calor residual, la eficiencia de la central en que estén instaladas puede ser muy alta.

Estas turbinas pueden quemar casi cualquier combustible gaseoso o líquido, incluyendo carbón gasificado.

En la Tabla 2.8 se indica el rendimiento de las turbinas de un fabricante de gas con distintos combustibles.

Tabla 2.8: Rendimientos VEGA de un nivel de presión sin hogar²⁰.

Carga Base – Condiciones ISO – (15° - 1,013 MBAR)

MODELO DE TG (FRECUENCIA EN HZ)	COMBUSTIBLES	SALIDA EN LAS TERMINALES DEL GENERADOR	CONSUMO	EFICIENCIA NETA	CAUDAL DE AIRE	TEMPERATURA DE ESCAPE
MS5001PA (50/60)	NG	26.25	328	28.8	441	483
	DIST	26.7	325	28.4	441	483
	RES	26.7	325	28.4	441	483
MS6001B (50/60)	NG	38.3	439	31.4	491	539
	DIST	37.5	434	31.1	491	539
	RES	32.8	392	30.2	491	493
MS9001E (50)	NG	123	1312	33.8	1450	539
	DIST	121	1300	32.5	1450	539
	RES	102	1140	32.2	1445	490
MS9001F (50)	NG	212.2	2237	34.1	2160	683

2.11.4 Recuperación de calor.

Una turbina de gas provista de recuperación de calor es una opción muy interesante para centrales eléctricas básicas o intermedias.

Los gases del escape que contienen de 65 a 70% del calor de entrada de la turbina suponen un caudal importante (500 t/h en una turbina de gas MS-6001-B con una generación de 38 MW) a una temperatura de alrededor de 540°C. Es posible recuperar hasta el 80% de este calor en el sistema de intercambio, lo que quiere decir que la eficiencia puede incrementarse substancialmente en una instalación destinada a producir energía eléctrica y calor. La caldera de recuperación de calor puede ser de tiro natural o mecánico con diferentes ventajas y desventajas de cada alternativa, la selección deberá hacerse con arreglo a las condiciones de explotación previstas y en particular la frecuencia de las puestas en marcha.

²⁰ Datos de la empresa Alsthom Turbines a Gaz

Tabla 2.9: Rendimiento VEGA de un nivel de presión sin hogar²¹.

Carga Base – Condiciones ISO – Torre de Refrigeración Evaporativa

MODELO VEGA	COMBUSTIBLE	ENTRADA DE VAPOR			PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE LA TV EN BORNES DEL ALTERNADOR	PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE LA TG EN BORNES DEL ALTERNADOR	PRODUCCIÓN NETA VEGA	RENDIMIENTO NETA VEGA
		CAUDAL DE VAPOR	PRESIÓN DEL VAPOR	TEMP. DEL VAPOR				
105 PA	NG	49.7	30	450	12.9	25.9	38.2	41.9
	DIST	49.3	30	450	12.8	25.4	37.5	41.5
	RES	49.3	30	450	12.8	25.4	37.5	41.5
205 PA	NG	2X49.7	30	450	28.5	2X25.9	77.1	42.3
	DIST	2X49.3	30	450	28.3	2X25.4	75.8	42.0
	RES	2X49.3	30	450	28.3	2X25.4	75.8	42.0
106 B	NG	66.0	30	510	18.3	37.7	55.1	45.1
	DIST	65.0	30	510	16.1	36.9	54.0	44.7
	RES	57.0	28	480	15.2	32.5	48.9	43.1
206 B	NG	2X65	40	510	39.1	2X37.7	112.7	48.1
	DIST	2X64	40	510	38.4	2X36.9	110.0	45.7
	RES	2X56	35	480	31.5	2X32.5	94.9	43.8
109 B	NG	187	40	510	57.5	122.1	177.2	48.8
	DIST	184	40	510	56.5	120	173.8	48.1
	RES	183	35	480	48.3	101.1	144.9	45.8
209 E	NG	2X187	40	510	117.7	2X122.1	357.0	48.9
	DIST	2X184	40	510	116	2X120	350.7	48.5
	RES	2X182	35	480	94.9	2X101.1	292.2	46.2
109 F	NG	319	65	540	106.5	210	310.8	50.0
	DIST
209 F	NG	2X319	65	540	214.8	2X210.0	632.2	50.1
	DIST

En Francia el ciclo combinado de vapor y calor es denominado VEGA (Vapeur Et Gaz) a las centrales destinadas a producir solamente electricidad. Su eficiencia eléctrica neta (LHV) varía entre 41 y 53%, dependiendo de:

- El modelo de turbina de gas
- El combustible
- El ciclo de vapor

El rendimiento del ciclo combinado tipificado se muestra en la Tabla 2.9

No se presenta el ciclo combinado VEGA con recalentamiento y eficiencia que llega a casi el 53%.

En los EE.UU. este concepto de ciclo combinado se conoce como STAG (Steam and Gas).

²¹ Datos de la empresa Alsthom Turbines a Gaz

2.11.5 Postcombustión

Los gases residuales de la turbina que siguen conteniendo gran cantidad de oxígeno (el exceso de aire es alrededor del 300%) permiten instalar cuando esto es conveniente, un sistema de combustión corriente arriba de los bancos de intercambio de la caldera.

En una central que sólo genere electricidad el sistema de post-combustión tiene la ventaja de actuar como reserva, pero reduce la eficiencia eléctrica. Este sistema de post-combustión es muy conveniente en las centrales cogeneradoras porque ofrece las siguientes ventajas:

Reservas de energía térmica y reservas eléctricas si el sistema está dotado de una turbina de vapor.

Flexibilidad de la explotación (relación electricidad/calor).

Aumento de la eficiencia general como ahorro de más de cinco puntos debido al descenso relativo de la pérdida de calor a la salida de la caldera.

La relación electricidad/calor debe considerarse en el estudio económico porque desciende cuando el sistema de post-combustión del cogenerador está encendido.

2.11.6 Cogeneración con turbina de gas y caldera

Este esquema es de los que ofrecen mayor eficiencia térmica, pero la producción de electricidad se limita a la turbina de gas. No obstante, la generación de electricidad puede llegar al 85% del total (electricidad más calor) con sistema de post-combustión, y a más del 55% sin él.

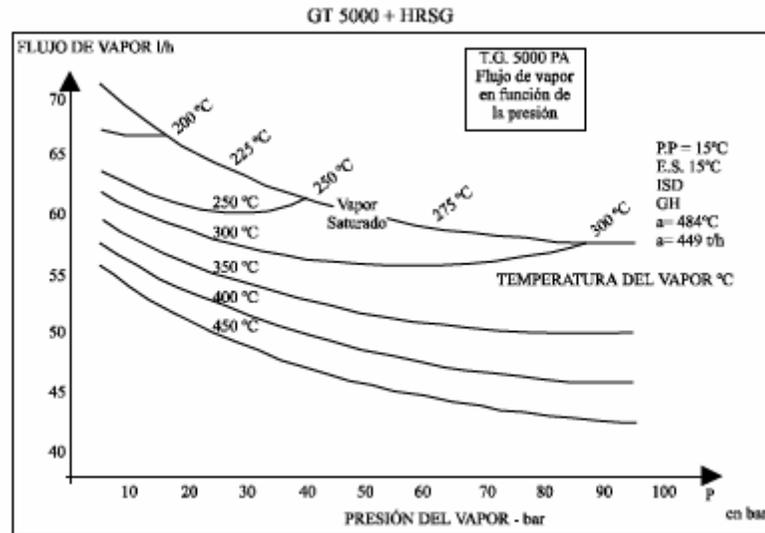


Figura 2-53: Flujo de Vapor Versus Presión y Temperatura.

La eficiencia general de esta instalación depende sobre todo de las pérdidas de calor a la salida de la caldera; esto quiere decir que la temperatura del gas de escape en ese punto viene determinada por:

- El contenido de azufre del combustible empleado
- La temperatura del agua de alimentación de la caldera o del desaerador
- La presión del vapor que se intenta generar

CAPÍTULO 3: AUDITORÍA ENERGÉTICA DE INNOPHOS

3.1 Análisis General

La situación actual de la planta se rige por los consumos de energía determinadas en una base anual, considerándose representativos de una operación típica de la empresa INNOPHOS. La Figura 3.1 muestra las principales etapas de la evaluación energética de la empresa

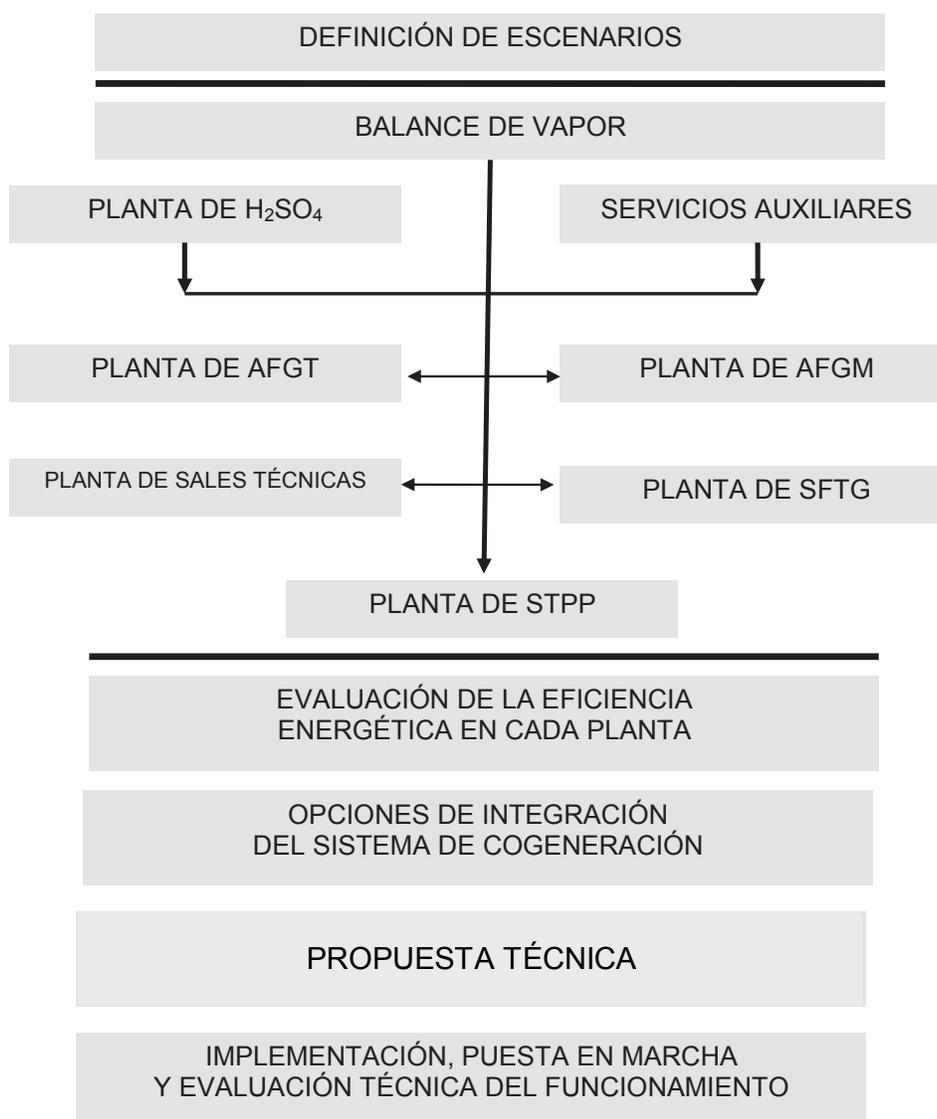


Figura 3.1: Definición de Escenarios.

A partir de un censo de las cargas conectadas del tipo térmicas y eléctricas se han obtenido la capacidad total de cada tipo de energético.

Las Figura 3.2 y Figura 3.3 muestra la capacidad instalada por tipo de energía y el desglose de cada uno de ellos de los diferentes servicios que los utilizan

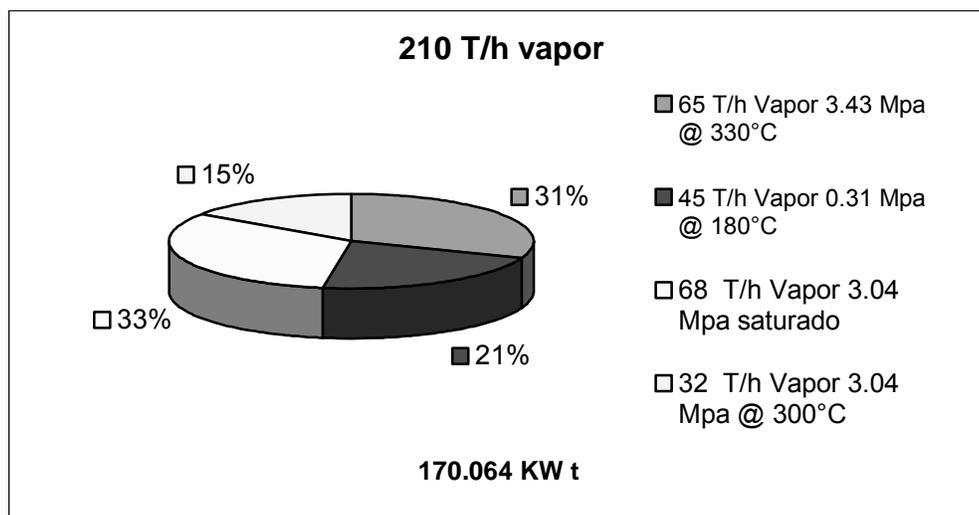


Figura 3.2: Capacidad térmica instalada.

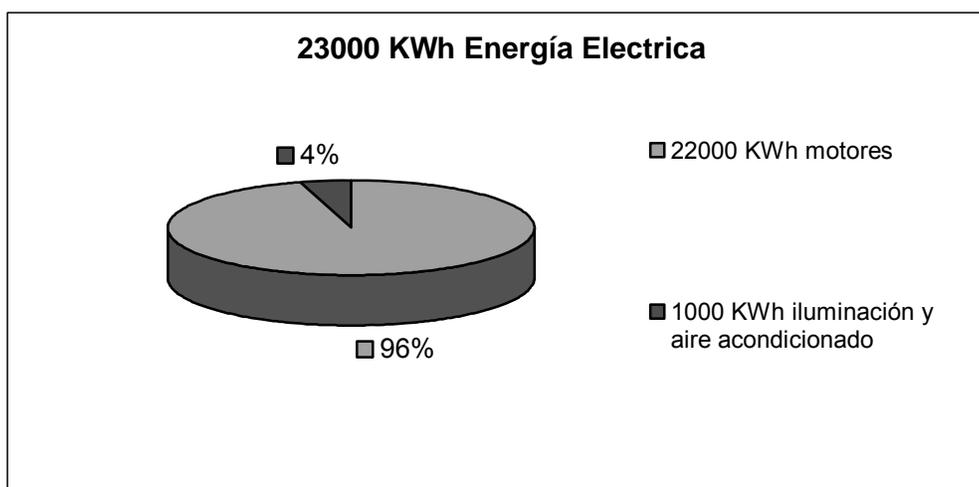


Figura 3.3: Carga eléctrica instalada.

Los consumos de electricidad y combustible así como la producción de vapor se muestran en las Figura 3.4, Figura 3.5 y Figura 3.6.

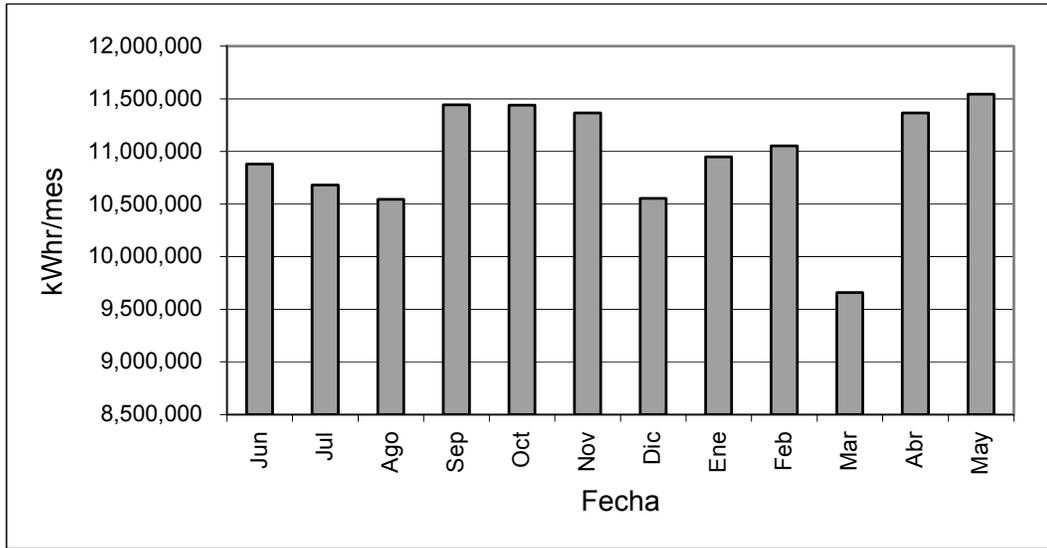


Figura 3.4: Estadística de consumo de electricidad

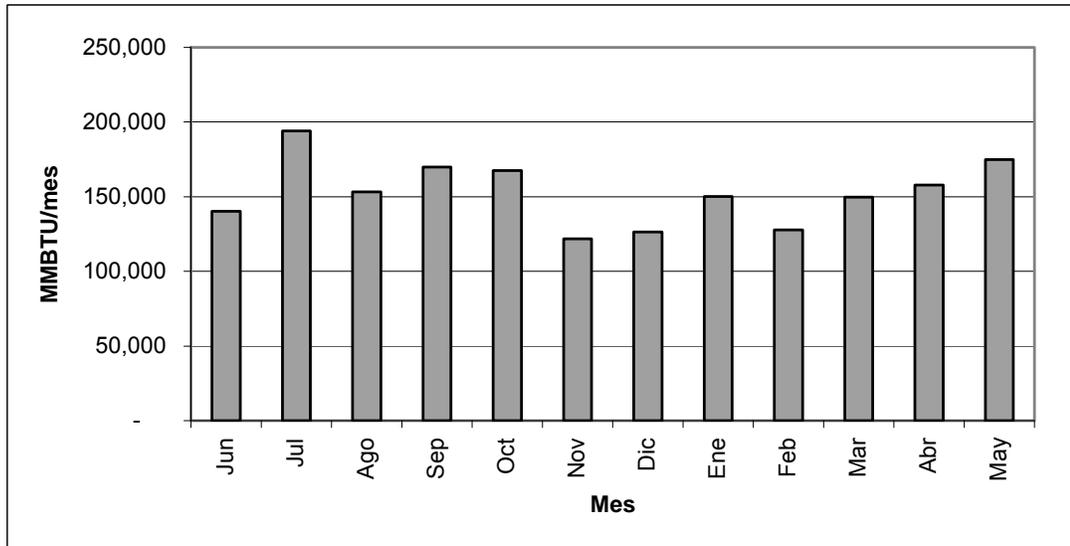


Figura 3.5: Consumo de combustible

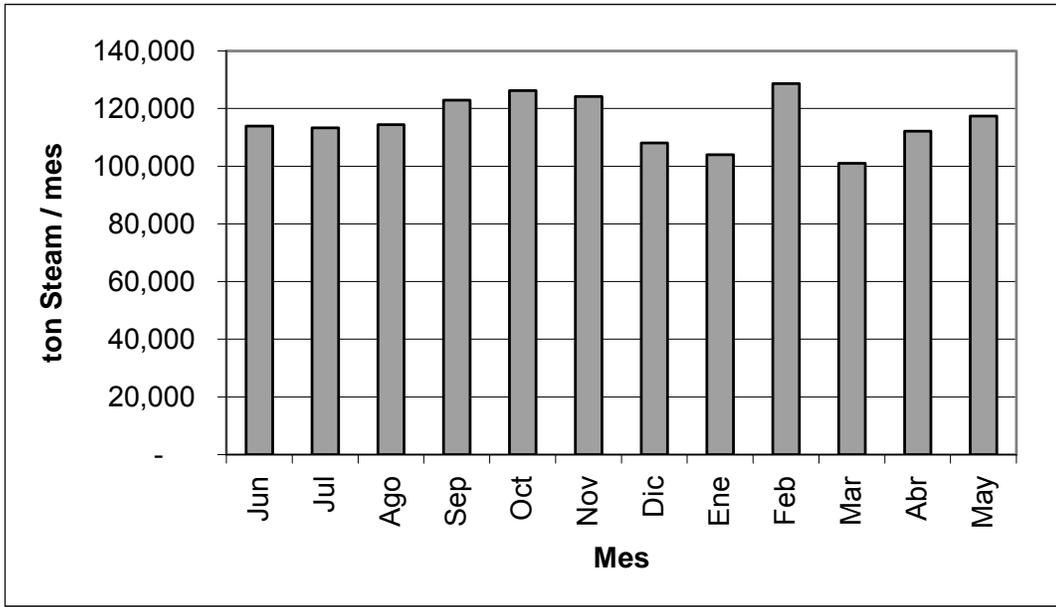


Figura 3.6: Producción de vapor

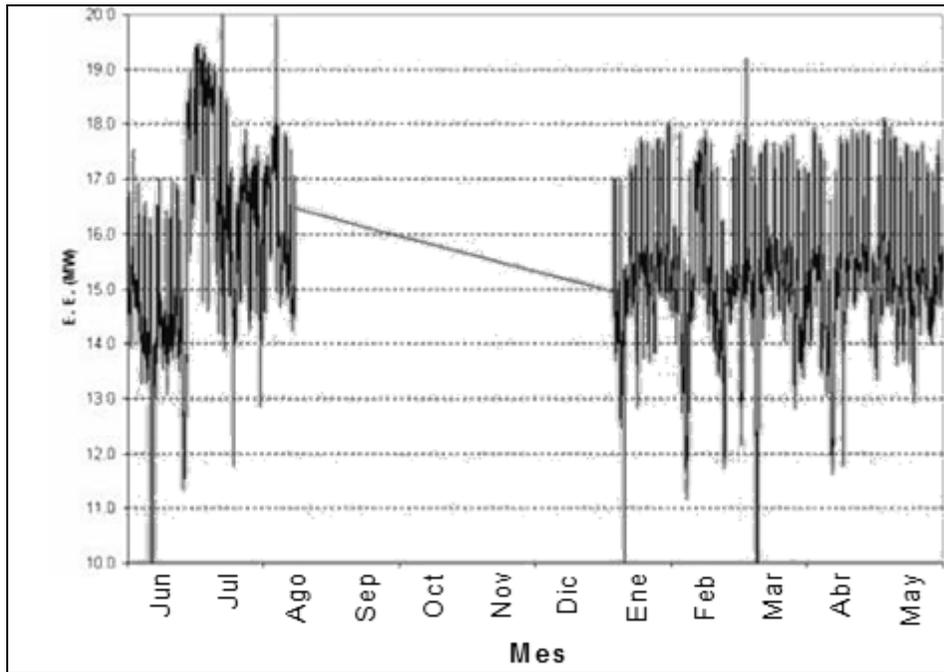


Figura 3.7: Demanda eléctrica

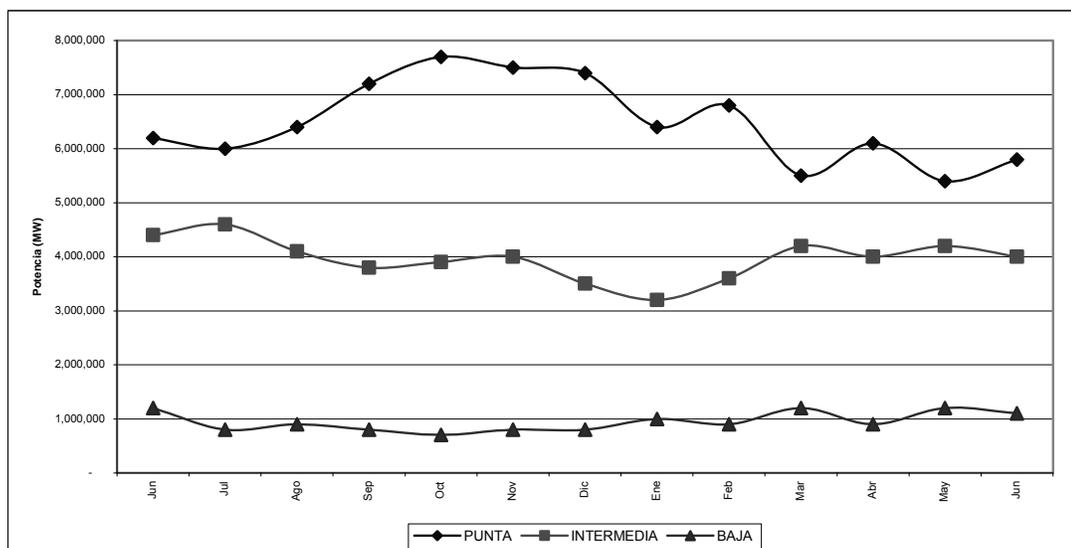


Figura 3.8: Demanda térmica promedio (gráfica vapor KWt)

La relación calor/electricidad definida por las demandas máximas térmica y eléctrica permiten identificar un esquema de cogeneración cuya relación inherente de producción de calor y electricidad se ajuste a dichas demandas.

Se obtiene lo siguiente:

- Capacidad térmica instalada 122,445,952 KWt
- Carga eléctrica conectada: 16,560,000 KWe
- Demanda térmica prom. mensual máx. 104,195,417 KWt
- Demanda eléctrica máx. mensual 11,544,269 KWe

Se obtiene una relación de Q/E de 9.02, valor que sugiere la aplicación de un sistema de cogeneración con turbina de vapor ó bien uno basado en turbina de gas con recuperación de calor, asumiendo que se desea satisfacer la demanda térmica principalmente, sin considerar un alta exportación ó importación de energía eléctrica. La Figura 3.9 muestra la situación real de la empresa INNOPHOS.

Debido a la gran disponibilidad de gas natural para esta última aplicación y a la relativa antigüedad de las calderas cuya edad rebasan los 20 años, es posible pensar que la turbina de gas es el sistema idóneo para esta aplicación.

El análisis económico en conjunto con el técnico ofrecen el esquema más rentable y que proporcione el beneficio máximo a la empresa INNOPHOS.

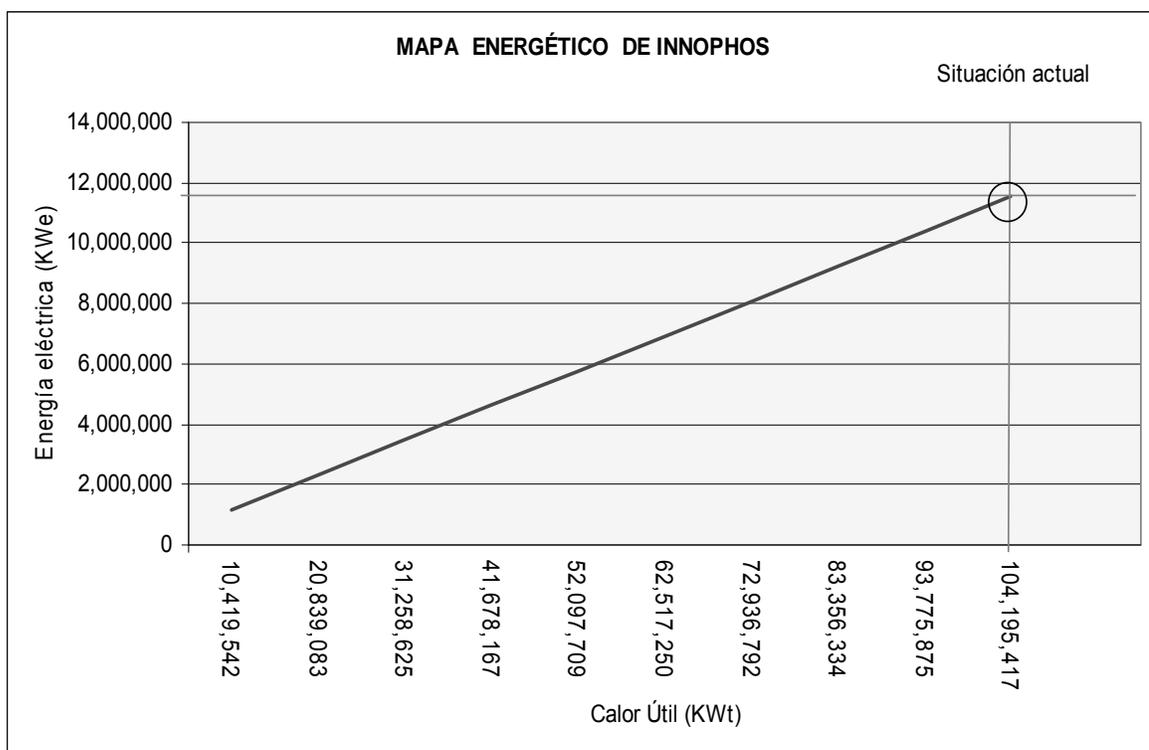


Figura 3.9: Mapa energético de INNOPHOS

La red de vapor de la Figura 3.10 de la empresa muestra la distribución general del vapor de las unidades de generación y los diferentes consumidores.

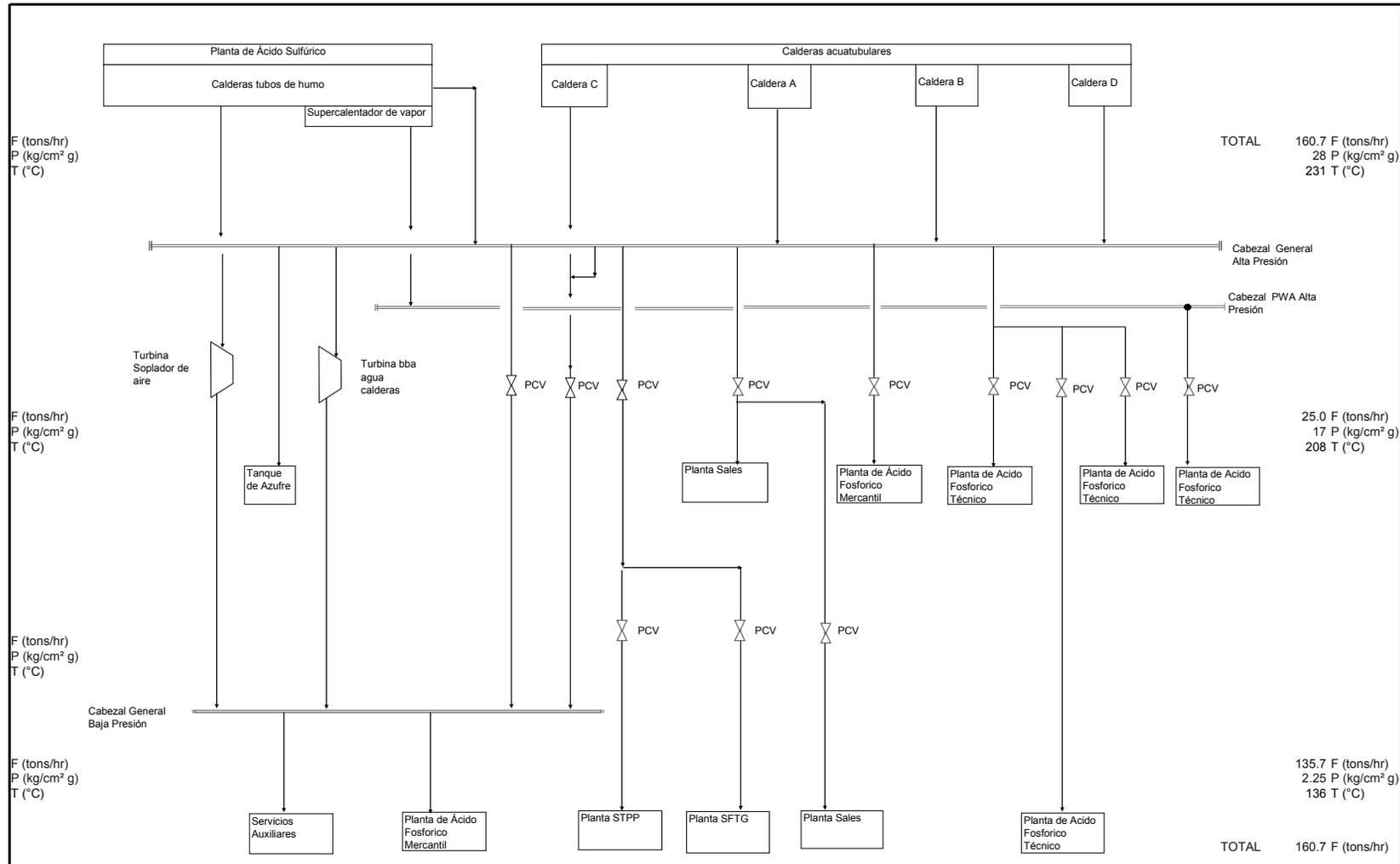


Figura 3.10: Red general de vapor

Se realiza una evaluación energética por cada una de las plantas que componen el complejo industrial de INNOPHOS. La información de los consumos de electricidad y de producción y consumo de vapor por cada planta productiva, se resumen en tablas de datos como las mostrada en la Figura 3.11

MOTOR	HP NOM	KW NOM	KW-HR REAL	BTU-HR
1	200	149	149	508409
2	200	149	149	508409
3	200	149	149	508409
4	200	149	149	508409
5	10	7	7	23885
6	75	56	56	191080
7	2	1	1	3412
8	2	1	1	3412
9	200	149	149	508409
10	200	149	149	508409
11	200	1	1	3412
12	2	22	22	75067
13	30	6	6	20473
14	8	6	6	20473
15	8	93	93	317329
16	125	93	93	317329
17	125	112	112	382160
18	150	93	93	317329
19	125	112	112	382160
20	150	37	37	126249
21	50	37	37	126249
22	50	1	1	3412
23	1	1	1	3412
24	2	1	1	3412
25	2	1	1	3412
26	2	15	15	51182
27	20	15	15	51182
28	20	37	37	126249
29	50	37	37	126249
30	50	37	37	126249
31	50	1	1	3412
32	2	1	1	3412
33	8	6	6	20473
34	8	6	6	20473
35	1	1	1	3412
36	1	1	1	3412
37	1	1	1	3412
38	1	1	1	3412
39	1	1	1	3412
40	2	1	1	3412
41	40	30	30	102364
42	100	75	75	255911
43	250	186	186	634658
44	100	75	75	255911
TOTALES	3024	2102	2102	7172322

GAS NATURAL					
			266	MMBTU/HR	
VAPOR					
P (Kg/cm ² _m)	T (°C)	Flujo Ton/hr	CARGA BTU/HR	CALIDAD	
28.00	231	0	0	SATURADO	
2.25	136	26	66,705,937	SATURADO	
TOTAL			66,705,937		
ENERGIA TOTAL					
ENERGIA ELECTRICA	7.7	MMBTU/HR	114.8337	USD/hr	2.3%
GAS NATURAL	266.0	MMBTU/HR	1489.6	USD/hr	78.1%
VAPOR	66.7	MMBTU/HR	477.3	USD/hr	19.6%
TOTAL	340.4	MMBTU/HR	2,081.7	USD/hr	
INDICE ENERGETICO					
I.E.	4.10	MMBTU/TON			
I.E.	25.08	USD/TON			

Figura 3.11: Consumos de electricidad y de producción y consumo de vapor

Los gráficos de cada una de las plantas muestran la fracción de contribución índice energético

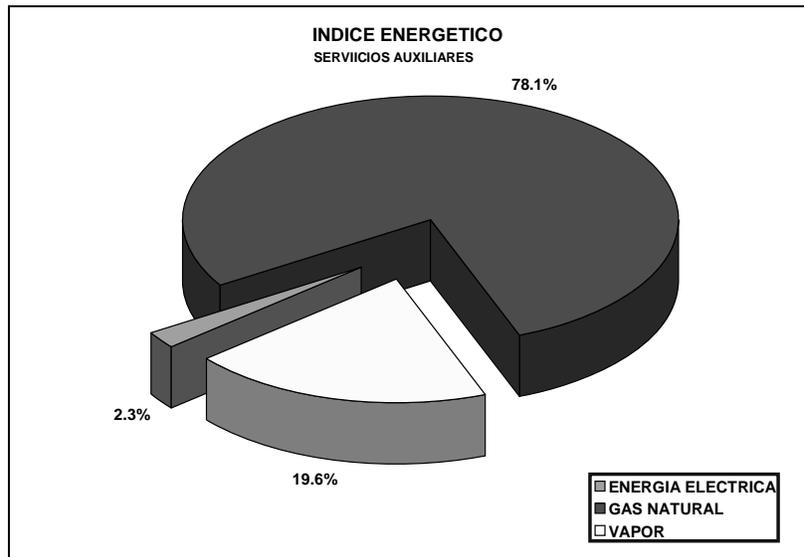


Figura 3.12: Índice energético de los consumos de vapor, gas y energía eléctrica.

3.2 Balance de Vapor del Escenario Existente

Se desarrollará la metodología de cálculo expuesta en el marco teórico para evaluar energéticamente por medio de exergías, la situación previa a la instalación de un equipo de cogeneración del vapor de la empresa Innophos. Para tal fin se recurrió al auxilio de Microsoft Excel y del software steam32. Para los cálculos referentes a los procesos de ácido sulfúrico, se empleó la bibliografía [6,7,20,21,33,45]

3.2.1 Levantamiento de Datos

Los datos necesarios para la evaluación de exergías se exponen en la Figura 3.13.

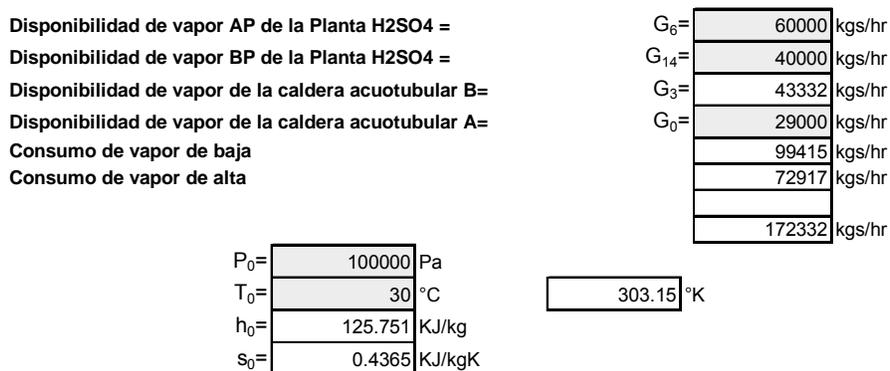


Figura 3.13: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.

La caracterización de los fluidos que incluyen los datos de temperatura y presión medidos, calculados ó inferidos; así como el resumen de las propiedades termodinámicas para cada corriente, se exponen en la Figura 3.14

Descripción	No	G, kg/s	P, Pa	T, °C	h (KJ/kg)	S (KJ/kgK)	E (KJ/kg)	E (KJ/s)
Vapor generado de caldera A	0	8.056	3,040,062	234.6	2802.318	6.1786	935.858	7538.857
Vapor supercalentado de caldera A	1	8.056	3,040,062	300.0	2993.820	6.5343	1019.506	8212.683
Vapor supercalentado de caldera A	2	8.056	2,843,929	297.6	2993.880	6.5628	1010.936	8143.650
Vapor saturado de caldera B	3	12.037	3,040,062	234.6	2802.318	6.1786	935.858	11264.525
Vapor saturado de caldera B	4	12.037	2,843,929	230.9	2802.072	6.2044	927.771	11167.187
Vapor en cabezal calderas A y B	5	20.092	2,843,929	255.5	2878.974	6.3536	959.452	19277.444
Vapor AP de la planta de ácido sulfúrico	6	16.667	3,432,310	330.0	3058.909	6.5933	1066.705	17778.411
Vapor AP de la planta de ácido sulfúrico	7	16.667	2,843,929	323.9	3058.958	6.6743	1042.213	17370.221
Vapor en cabezal general AP	8	36.759	2,843,929	284.8	2960.580	6.5039	995.495	36593.190
Vapor a cabezal general BP	9	18.937	2,843,929	284.8	2960.636	6.5039	995.551	18852.830
Vapor a cabezal general BP	10	18.937	313,813	246.7	2960.674	7.4833	698.690	13231.151
Vapor AP a procesos químicos	11	17.822	2,843,929	284.8	2,960.636	6.5039	995.551	18,852.830
Vapor AP a PQ - AFGT	12	13.889	2,843,929	284.8	2,960.636	6.5039	995.551	18,852.830
Vapor AP a PQ - AFGM	13	3.646	2,843,929	284.8	2,960.636	6.5039	995.551	18,852.830
Vapor BP de la planta de ácido sulfúrico	14	11.111	313,813	180.0	2823.114	7.2000	647.009	7188.994
Vapor en cabezal general BP	15	30.048	313,813	221.9	2909.808	7.3831	678.187	20378.278
Vapor BP a Servicios Auxiliares	16	4.759	313,813	221.9	2909.808	7.3831	678.187	3227.377
Vapor BP a PQ - Sales Técnicas	17	1.736	313,813	221.9	2,910	7.3831	678.187	1177.407
Vapor BP a PQ - Superfosfato Triple	18	0.637	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	431.751
Vapor BP a PQ - Tripolifosfato	19	0.347	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	235.501
Vapor BP a PQ - AFGM	20	22.569	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	15307.539
Vapor BP a tanque BFW	21	4.038	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	2738.876
Vapor BP a deareador	22	0.721	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	488.899
Vapor BP a deareador	23	0.721	171,616	218.9	2909.897	7.6588	594.688	428.671
Condensados recuperad de PQ- AFGM	24	13.090	147,099	100.0	419.099	1.3068	29.500	386.164
Succión de bomba de condensados	25	13.090	122,583	85.00	355.967	1.1342	18.695	244.719
Descarga de bomba de condensados	26	13.090	392,266	85.06	356.321	1.1347	18.908	247.507
Agua desminer fría a tanque BFW	27	32.414	294,199	30.0	125.928	0.4364	0.195	6.321
Succión de bomba a deareador	28	49.543	147,099	98.75	413.721	1.2927	28.409	1407.461
Descarga de bomba a deareador	29	49.543	294,199	98.78	413.721	1.2929	28.348	1404.457
Succión de bomba de agua a calderas	30	50.263	171,616	107.2	449.519	1.3877	35.402	1779.412
Descarga de bomba de agua a calderas	31	50.263	3,040,062	107.0	450.797	1.3832	38.054	1912.709
Agua de alimentación a caldera sulfúrico	32	29.167	3,040,062	107.0	450.880	1.3832	38.137	1112.328
Agua de alimentación a caldera B	33	12.638	3,040,062	107.0	450.880	1.3832	38.137	481.990
Purga domo de caldera B	34	0.602	2,843,929	230.9	994.483	2.618	207.273	124.743
Purga domo de caldera B	35	0.602	1,043,929	230.9	770.903	2.156	123.777	74.492
Purga a efluente químico	36	0.486	98,000	230.9	415.134	1.296	28.719	13.950
Vapor tanque flash a la atmosfera	37	0.116	98,000	230.9	2259.419	1.2963	1873.004	217.446
Agua de alimentación a caldera A	38	8.458	3,040,062	107.0	450.880	1.3832	38.137	322.575
Purga domo de caldera A	39	0.403	3,040,062	230.9	1011.835	2.652	214.370	86.344
Purga domo de caldera A	40	0.403	1,040,062	230.9	770.183	2.155	123.534	49.757
Purga a efluente químico	41	0.325	98,000	230.9	415.134	1.296	28.719	9.340
Vapor tanque flash a la atmosfera	42	0.078	98,000	230.9	2259.419	1.2963	1873.004	145.233
Purga domo de caldera Sulfúrico	43	1.389	3,040,062	107.0	1011.835	2.652	214.370	297.736
Purga domo de caldera Sulfúrico	44	1.389	1,040,062	107.0	770.183	2.155	123.534	171.574
Purga a efluente químico	45	1.122	98,000	107.0	415.134	1.296	28.719	32.208
Vapor tanque flash a la atmosfera	46	0.267	98,000	107.0	2259.419	1.2963	1873.004	500.803

Figura 3.14: Tabla principal del balance exergetico.

El diagrama de flujo de proceso del Escenario existente, se expone en la Figura 3.15

A continuación se presenta los balances de masa, de calor y termo económicos por cada uno de los equipos partiendo en sentido contrario a las manecillas del reloj.

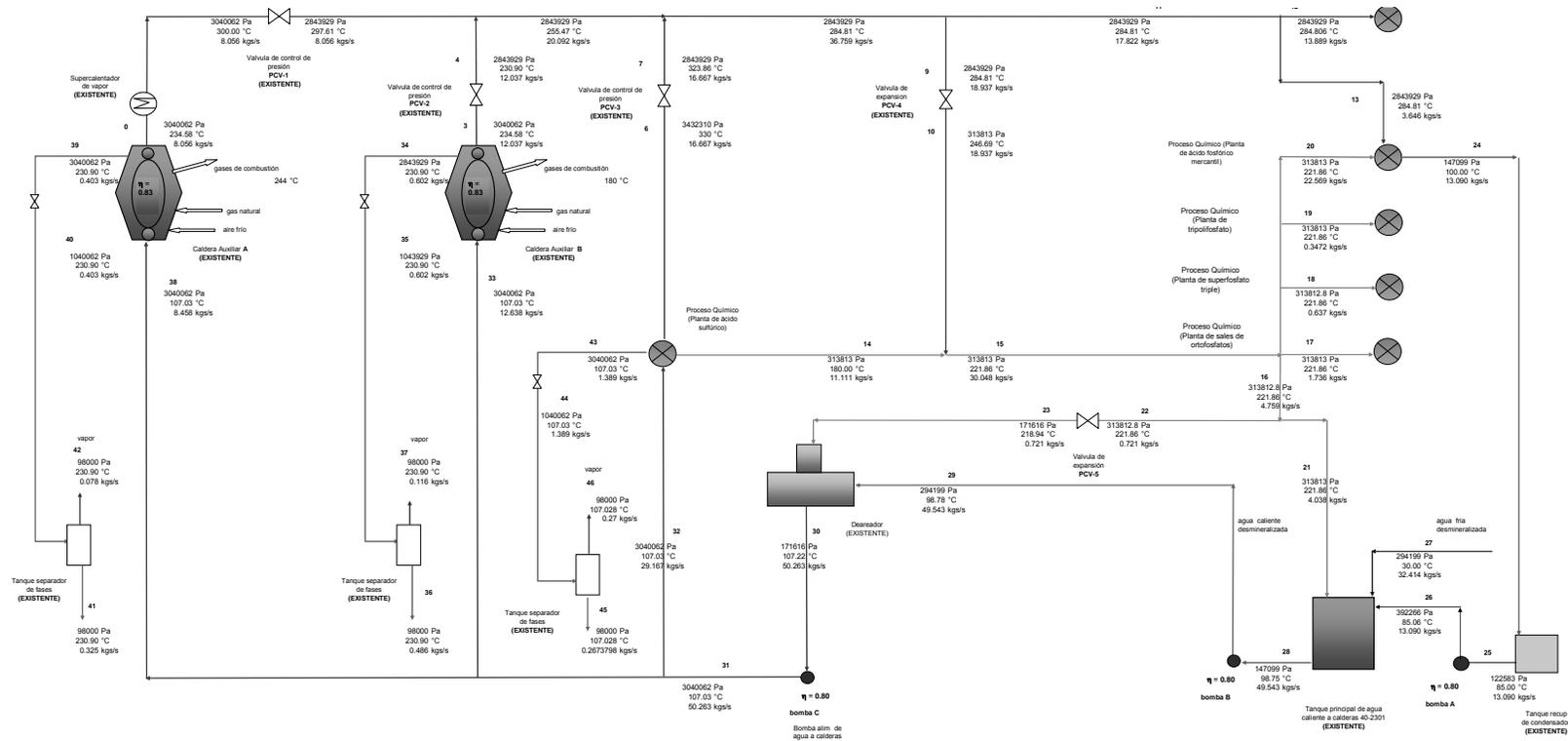
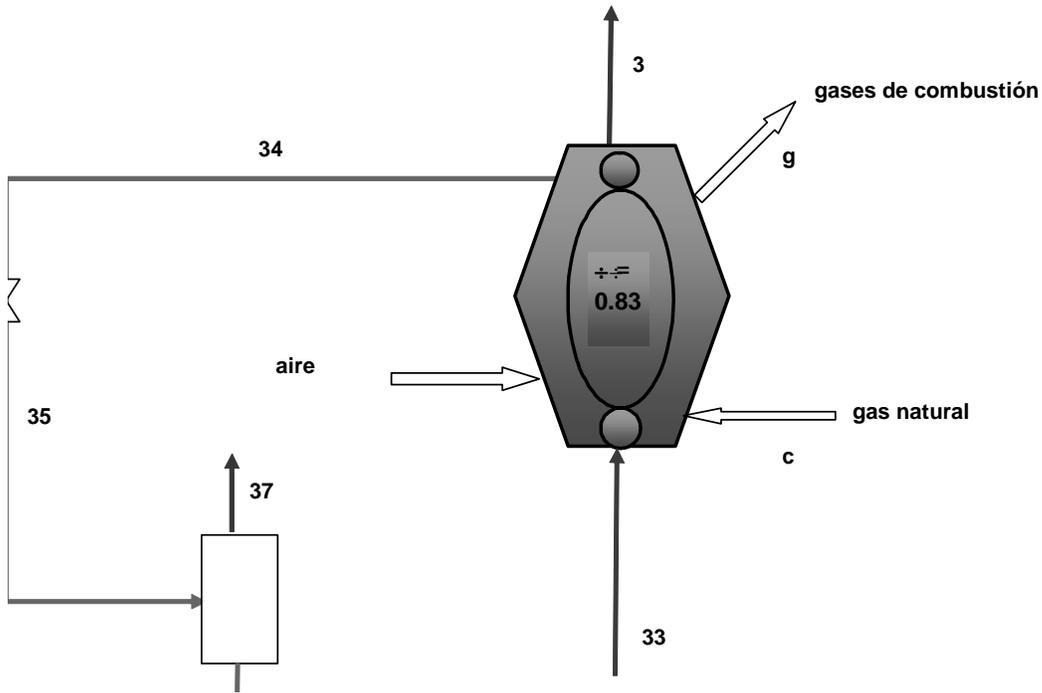


Figura 3.15: Diagrama de flujo de proceso del Escenario existente indicando flujos, presiones y temperaturas.

3.2.2 Caldera B



$$G_3 = 12.037 \text{ kg/s}$$

$$\% \text{ purga} = 5\% \text{ de agua de alimentación}$$

$$G_{33} = 12.638 \text{ kg/s}$$

$$G_{34} = 0.602 \text{ kg/s}$$

$$G_{35} = 0.602 \text{ kg/s}$$

Balance de masa en tanque separador

$$G_{35} = G_{37} + G_{36}$$

$$0.602 = G_{37} + G_{36}$$

$$G_{35} = G_{37} + G_{36}$$

$$G_{37} = 0.576 - G_{36}$$

Balance de calor en tanque separador

$$G_{35} H_{35} = G_{37} H_{37} + G_{36} H_{36}$$

	770.903311	0.602	=	2259.419	G ₃₇		+
	463.952		=	2259.419	(0.576 - G ₃₆)		+
	463.952		=	1359.783	-	2259.419	
	463.952		=	1359.783	-	1844.28546	
-	463.952		=	1844.285	G ₃₆		
	895.832		=	1844.285	G ₃₆		
	0.486		=	G ₃₆			
G ₃₇ =	0.605 - G ₃₆		=	0.11609503			

$$415.134 G_{36}$$

$$415.134 G_{36}$$

$$G_{36} = \quad + \quad 415.1336733 \quad G_{36}$$

$$G_{36} =$$

$$G_{36} = \boxed{0.48573} \text{ kg/s}$$

$$G_{37} = \boxed{0.11610} \text{ kg/s}$$

Balance de calor en caldera

c	Combustible quemado	Gas Natural	
T _c	Temperatura combustible	$\boxed{30}$ °C	$\boxed{303.15}$ °K
T _a	Temperatura aire	$\boxed{30}$ °C	$\boxed{303.15}$ °K
T _f	Temperatura flama	$\boxed{1100}$ °C	$\boxed{1373.15}$ °K
T _g	Temperatura gases comb	$\boxed{180}$ °C	$\boxed{453.15}$ °K
Q _{vci}	Poder calorífico inferior	$\boxed{52105}$ kJ/kg	
÷ _{cald}	Eficiencia de la caldera	$\boxed{83}$ %	
H _c	Entalpia de combustible	$\boxed{2093}$ kJ/kgmol	Tabla A8
H _g	Entalpia gases de combusti	$\boxed{3200.9}$ kJ/kg mol	Tabla A8
÷ _c		$\boxed{46.357}$	Tabla A8
÷ _g		$\boxed{49.329}$	Tabla A8
	relación gases comb/comb	$\boxed{41.41}$ Kgsgases/kgcomb	

Ir a Tabla A8

$$Q_{cald} \text{ Calor a caldera} \quad G_{33} * (H_3 - H_{33}) / \div_{cald}$$

$$Q_{cald} \text{ Calor a caldera} \quad \boxed{29718.42} \text{ kJ/s}$$

$$B_c \text{ Flujo de combustible req} \quad Q_{cald} / Q_{vci}$$

$$B_c \text{ Flujo de combustible req} \quad \boxed{0.5704} \text{ kg/s}$$

$$B_g \text{ Flujo de gases comb} \quad \boxed{23.618} \text{ kg/s}$$

$$\text{Flujo de gases comb} \quad \boxed{32.362} \text{ Nm}^3/\text{s}$$

Exergía de combustible

$$E_{qc} \text{ Exergía de combustible} = B_c \times Q_{vcc} \times [1 - (T_0 / (T_f - T_c)) \ln (T_f / T_0)] \quad \text{KJ/kg}$$

$$E_{qc} \text{ Exergía de combustible} = \boxed{16999.241} \text{ KJ/s}$$

Exergía de gases de combustión

Calculo de Cte Gases

$$R_g \text{ Cte de gases} \quad 1.486 / \text{PM gases comb}$$

$$R_g \text{ Cte de gases} \quad \boxed{0.0521} \text{ KJ/kgmolK}$$

$$\div_S \text{ } S_g - S_c \quad (\div_g - \div_c) - R \ln T_g/T_c$$

$$\div_S \text{ } S_g - S_c \quad \boxed{2.951} \text{ KJ/kgmolK}$$

E_{qg} Exergía de gases comb = $B_g \times (H_g - H_0) - T_0 (S_g - S_c)$ KJ/s
 E_{qg} Exergía de gases comb = 5037.461 KJ/s

Exergía de agua de alimentación

E_{33} Exergía de agua de alim= $G_{33} \times (H_{33} - H_0) - T_0 (S_{33} - S_0)$ KJ/s
 E_{33} Exergía de agua de alim= 481.990 KJ/s De Tabla de Datos

Exergía de vapor generado

E_3 Exergía de vapor generado: $G_3 \times (H_3 - H_0) - T_0 (S_3 - S_0)$ KJ/s
 E_3 Exergía de vapor generado: 11264.525 KJ/s De Tabla de Datos

Exergía de purga de caldera

E_{34} Exergía de purga de cald= $G_{34} \times (H_{34} - H_0) - T_0 (S_{34} - S_0)$ KJ/s
 E_{34} Exergía de purga de cald= 124.743 KJ/s De Tabla de Datos

Balance Termoeconómico en caldera

C_c costo espec combustible = 0.0000543 \$USD / KJ
 Z_{cald} costo total (mantto) = 0.3 \$USD / s

Ecuación General

$C_c E_c + C_{33} E_{33} + C_a E_a + Z_{cal} = C_g E_g + C_3 E_3 + C_{34} E_{34}$

Ecuaciones Auxiliares

$C_c = C_g$
 $C_3 = C_{34}$
 $C_a = 0 \quad T_a = T_0 \quad E_a = 0$

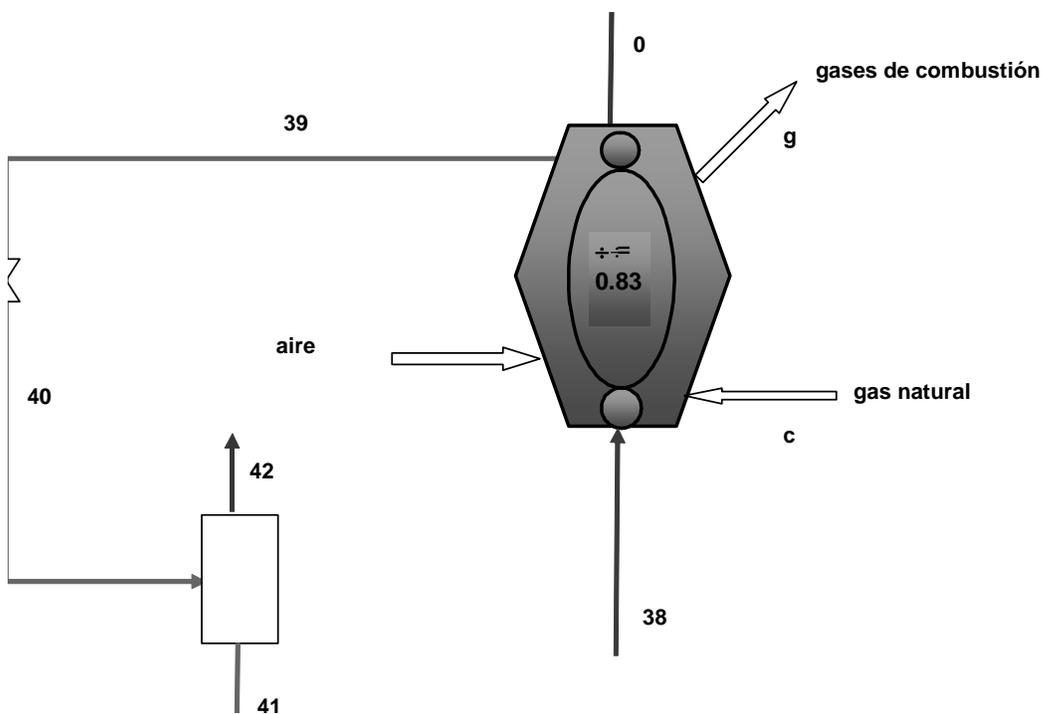
Composicion Combustible		
		fracc molar
CH ₄	METANO	0.925
C ₂ H ₆	ETANO	0.07
C ₂ H ₄	ETILENO	
C ₃ H ₈	PROPANO	0.005
C ₃ H ₄	METIL ACETILENO	
C ₄ H ₁₀	ISOBUTANO	
C ₄ H ₁₀	BUTANO NORMAL	
%exceso aire		400%

Datos cargados en Programa COMWIN

Ir a Resultados CONWIM

PM combustible	17.12	kg/kgmol	Tomado del programa CONWIN
PMgasescomb	28.53	kg/kgmol	Tomado del programa CONWIN
±gasescomb	1.274	kg/Nm ³	Tomado del programa CONWIN
RelAire/comb	68.05	kgaire/kggas	Tomado del programa CONWIN
Relgases/comb	52.756	kgsgases/Nm ³ comb	Tomado del programa CONWIN
PoderCalorInf	38027	KJ/m ³ comb	Tomado del programa CONWIN
DenRel combustib	0.594		Tomado del programa CONWIN
±aire	0.0766	lb/pie ³	A condiciones normales
±aire	1.2286	Kg/Nm ³	A condiciones normales
±combustible	0.7298	Kg/Nm ³	

3.2.3 Balance de Caldera A



$$G_0 = 8.056 \text{ kg/s}$$

$$\% \text{ purga} = 5 \text{ \% de agua de alimentación}$$

$$G_{38} = 8.458 \text{ kg/s}$$

$$G_{39} = 0.403 \text{ kg/s}$$

$$G_{40} = 0.403 \text{ kg/s}$$

Balance de masa en tanque separador

$$G_{40} = G_{42} + G_{41} \quad G_{40} = G_{42} + G_{41}$$

$$0.403 = G_{24} + G_{25} \quad G_{42} = 0.403 - G_{41}$$

Balance de calor en tanque separador

$$G_{40} H_{40} = G_{42} H_{42} + G_{41} H_{41}$$

770.183	0.403	=	2259.419	G_{42}	+
	310.213	=	2259.419	$(0.403 - G_{41})$	+
	310.213	=	910.044	-	2259.419
	310.213	=	910.044	-	1844.285
-	910.044	=	1844.285	G_{41}	
	599.831	=	1844.285	G_{41}	
	0.325	=	G_{41}		

$$G_{42} = 0.379 - G_{41} = 0.07754014$$

$$415.134 G_{41}$$

$$415.134 G_{41}$$

$$G_{41} + 415.1336733 G_{41}$$

$$G_{41}$$

$$G_{41} = 0.32524 \text{ kg/s}$$

$$G_{42} = 0.07754 \text{ kg/s}$$

Balance de calor en caldera

	Combustible quemado	Gas Natural	
T_c	Temperatura combustible	30 °C	303.15 °K
T_a	Temperatura aire	30 °C	303.15 °K
T_f	Temperatura flama	1100 °C	1373.15 °K
T_g	Temperatura gases comb	244 °C	517.15 °K
Q_{vci}	Poder calorífico inferior	52105 kJ/kg	
\div_{cald}	Eficiencia de la caldera	83 %	
H_c	Entalpia de combustible	2093 kJ/kgmol	Tabla A8
H_g	Entalpia gases de combusti	3200.9 kJ/kg mol	Tabla A8
\div_c		46.357	Tabla A8
\div_g		49.329	Tabla A8
	relación gases comb/comb	41.41 Kgsgases/kgcomb	
Q_{cald}	Calor a caldera	$G_{38} * (H_0 - H_{38}) / \div_{cald}$	
Q_{cald}	Calor a caldera	23962.95 kJ/s	
B_c	Flujo de combustible req	Q_{cald} / Q_{vci}	
B_c	Flujo de combustible req	0.4599 kg/s	
B_g	Flujo de gases comb	19.044 kg/s	
	Flujo de gases comb	26.095 Nm ³ /s	

Exergía de combustible

E_{qc} Exergía de combustible = $B_c \times Q_{vcc} \times [1 - (T_0 / (T_f - T_c)) \ln (T_f / T_0)]$ KJ/kg
 E_{qc} Exergía de combustible = 13707.052 KJ/s

Exergía de gases de combustión

Calculo de Cte Gases

R_g Cte de gases 1.486 /PM gases comb
 R_g Cte de gases 0.0521 KJ/kgmolK
 $\div S$ $S_g - S_c$ $(\div_g - \div_c) - R \ln T_g/T_c$
 $\div S$ $S_g - S_c$ 2.944 KJ/kgmolK

E_{qg} Exergía de gases comb = $B_g \times (H_g - H_0) - T_0 (S_g - S_c)$ KJ/s
 E_{qg} Exergía de gases comb = 4101.597 KJ/s

Exergía de agua de alimentación

E_{21} Exergía de agua de alim= $G_{38} \times (H_{38} - H_0) - T_0 (S_{38} - S_0)$ KJ/s
 E_{21} Exergía de agua de alim= 322.575 KJ/s De Tabla de Datos

Exergía de vapor generado

E_0 Exergía de vapor generado= $G_0 \times (H_0 - H_0) - T_0 (S_0 - S_0)$ KJ/s
 E_0 Exergía de vapor generado= 7538.857 KJ/s De Tabla de Datos

Exergía de purga de caldera

E_{21} Exergía de purga de cald= $G_{39} \times (H_{39} - H_0) - T_0 (S_{39} - S_0)$ KJ/s
 E_{21} Exergía de purga de cald= 86.344 KJ/s De Tabla de Datos

Balance Termoeconómico en caldera

C_c costo espec combustible 0.0000543 \$USD / KJ
 Z_{cald} costo total (mantto) 0.3 \$USD / s

Ecuación General

$C_c E_c + C_{38} E_{38} + C_a E_a + Z_{cal} = C_g E_g + C_{39} E_{39} + C_0 E_0$

Ecuaciones Auxiliares

$C_c = C_g$ $C_a = 0$ $T_a = T_0$ $E_a = 0$
 $C_0 = C_{39}$

interpolados con cspline

T (K)	H o phi
303.15	2113.73
517.15	3648.58
303.15	46.42
517.15	50.25

Ir a Tabla A8

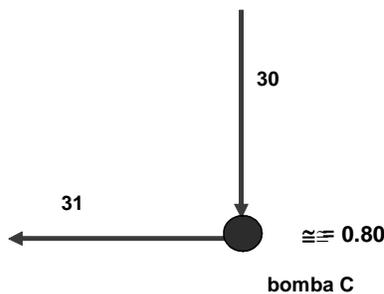
Composicion Combustible		
		fracc molar
CH ₄	METANO	0.925
C ₂ H ₆	ETANO	0.07
C ₂ H ₄	ETILENO	
C ₃ H ₈	PROPANO	0.005
C ₃ H ₄	METIL ACETILENO	
C ₄ H ₁₀	ISOBUTANO	
C ₄ H ₁₀	BUTANO NORMAL	
%exceso aire	400	%
%exceso aire	400	%
PM combustible	17.12	kg/kgmol
PMgasescomb	28.53	kg/kgmol
±gasescomb	1.274	kg/Nm ³
RelAire/comb	68.05	kgaire/kggas
Relgases/comb	52.756	kgsgases/Nm ³ comb
PoderCalorInf	38027	KJ/m ³ comb
DenRel combustib	0.594	
±aire	0.0766	lb/pie ³
±aire	1.2286	Kg/Nm ³
±combustible	0.7298	Kg/Nm ³

Datos cargados en Programa COMWIN

Ir a Resultados CONWIM

Tomado del programa CONWIN
 A condiciones normales
 A condiciones normales

3.2.4 Balance Bomba de Calderas



Balance de masa

$$G_{30} = 49.543 \text{ kg/s}$$

$$G_{31} = 49.543 \text{ kg/s}$$

Balance de calor en bomba C

≅_{bomba} Eficiencia de la bomba = 80 %

≅_{bomba} = Eficiencia de la bomba = $(H_{30} - H_{31}^s) / (H_{30} - H_{31}^f)$

$$\cong \beta_{\text{bomba}} = \text{Eficiencia de la bomba} = (H_{30} - H_{31}^s) / (H_{30} - H_{31}^r)$$

$$H_{31}^s - H_{30} = v_{30} (P_{31} - P_{30})$$

$$H_{31}^s = v_{30} (P_{31} - P_{30}) + H_{30}$$

$$V_{30} = \boxed{0.001056577} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_{30} = \boxed{171.616} \text{ KPa} \quad \text{KN/m}^2$$

$$P_{31} = \boxed{3040.062} \text{ KPa} \quad \text{KN/m}^2$$

$$H_{30} = \boxed{449.519} \text{ KJ/Kg}$$

$$H_{31}^s = \boxed{452.549} \text{ KJ/Kg}$$

$$H_{30} - H_{31}^s = \cong \beta_{\text{bomba}} (H_{30} - H_{31}^r)$$

$$H_{31}^r = H_{30} - (H_{30} - H_{31}^s) / \cong \beta_{\text{bomba}}$$

$$H_{31}^r = \boxed{453.307} \text{ KJ/Kg} \quad \text{a esta Entalpia le correspon}$$

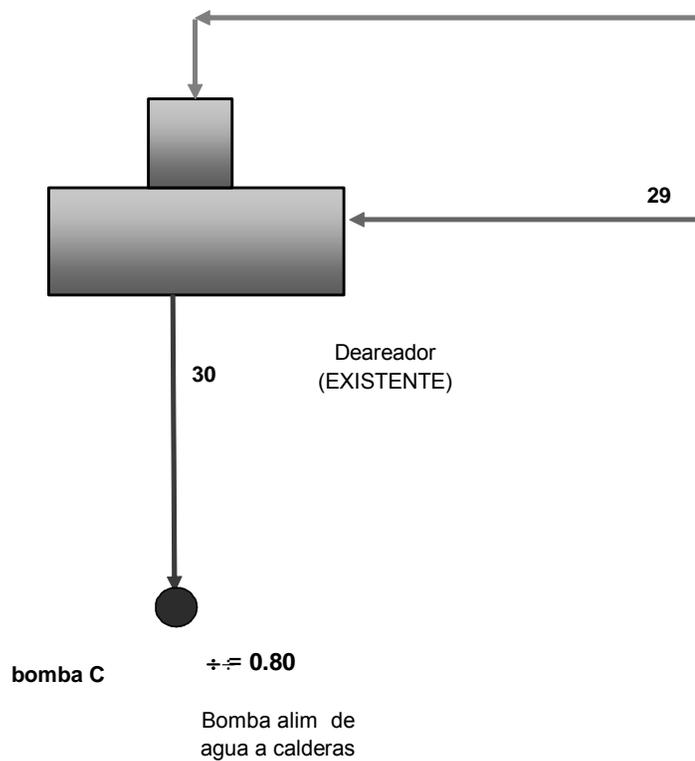
$$T_{31} = 107.61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Balance Termoeconómico en bomba a caldera C

Ecuación General

$$\boxed{C_{19}E_{19} + C_{\text{elec}}W_{\text{elec}} + Z_{\text{bomba}C} = C_{20}E_{20}}$$

$$\boxed{C_{20} = (C_{19}E_{19} + C_{\text{elec}}W_{\text{elec}} + Z_{\text{bomba}C}) / E_{20}}$$



G_{23}	=	0.721	kg/s
G_{29}	=	49.543	kg/s
G_{30}	=	50.263	kg/s

Balance de masa

$$G_{23} + G_{29} = G_{30}$$

G_{23}	+	G_{29}	=	50.263
G_{23}	+	G_{29}	=	50.263
G_{23}	+	G_{29}	=	50.263
G_{23}	=	50.263	-	G_{29}

Balance de calor en Deareador

$$G_{23} H_{23} + G_{29} H_{29} = G_{30} H_{30}$$

2909.897	G_{23}	+	413.721	G_{29}	=	449.519	50.263			
2909.897	G_{23}	+	413.721	G_{29}	=	22594.336				
2909.897	(50.263	-	G_{29})	+	413.721	G_{29}	=	22594.336
146261.3	-	2909.897	G_{29}	+	413.721	G_{29}	=	22594.336		

Balance de calor en bomba C

η_{bomba} Eficiencia de la bomba = %

$\eta_{\text{bomba}} = \text{Eficiencia de la bomba} = (H_{28} - H_{29}^s) / (H_{28} - H_{29}^r)$

$H_{29}^s - H_{28} = v_{28} (P_{29} - P_{28})$

$H_{29}^s = v_{28} (P_{29} - P_{28}) + H_{28}$

$v_{28} = \text{0.001052535} \text{ m}^3/\text{kg}$

$P_{28} = \text{147.099} \text{ KPa} \quad \text{KN/m}^2$

$P_{29} = \text{294.199} \text{ KPa} \quad \text{KN/m}^2$

$H_{28} = \text{413.721} \text{ KJ/Kg}$

$H_{29}^s = \text{413.876} \text{ KJ/Kg}$

Balance Termoeconómico en bomba B a deareador

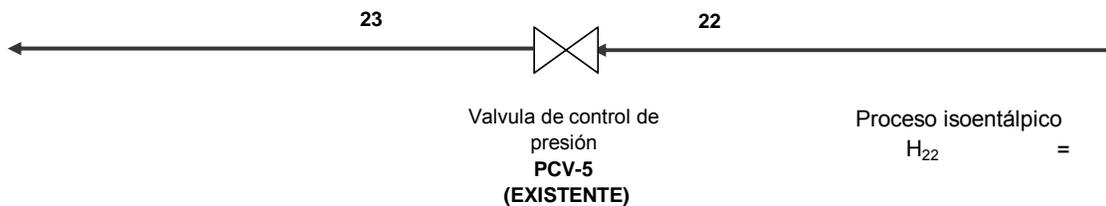
Ecuación General

$C_{28}E_{28} + C_{\text{elec}}W_{\text{elec}} + Z_{\text{bombaB}} = C_{29}E_{29}$

Ecuaciones Auxiliares

$C_{29} = (C_{28}E_{28} + Z_{\text{eq aux}} + C_{\text{elec}}W_{\text{elec}}) / E_{18}$

3.2.6 Balance en la válvula de expansión PCV5



Balance de masa

$G_{22} = \text{0.721} \text{ kg/s}$

$G_{23} = \text{0.721} \text{ kg/s}$

$G_1 = G_3$

Balance de calor

$$G_{22}H_{22} = G_{23} H_{23}$$

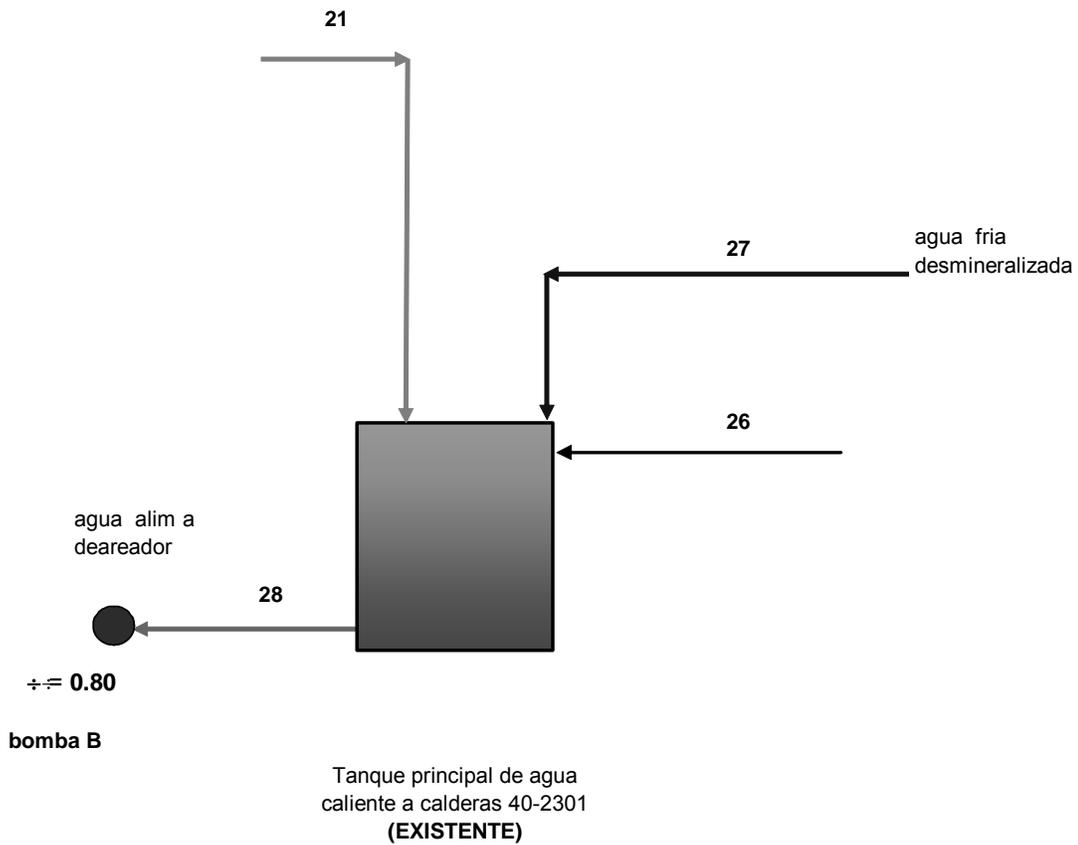
0.721	2909.86	=	0.721	2909.90
	2097.53	=	2097.55	KJ/s

Balance Termoeconómico en válvula PCV-5

Ecuación General

$$C_{22}E_{22} + Z_{valvPCV5} = C_{23}E_{23}$$

$$C_{23} = (C_{22}E_{22} + Z_{valvPCV5}) / E_{23}$$



$G_{26} =$	13.090	kg/s
$G_{27} =$	32.414	kg/s
$G_{21} =$	4.038	kg/s
$G_{28} =$	49.543	kg/s

Balance de masa

$$G_{21} + G_{27} + G_{26} = G_{28}$$

$$G_{21} + 13.090 + G_{27} = 49.543$$

$$G_{21} + G_{27} = 36.452$$

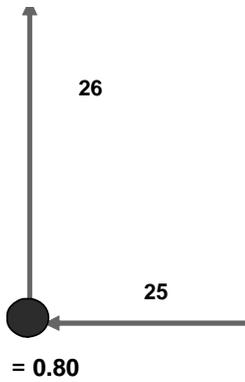
$$G_{21} = 36.452 - G_{27}$$

Balance de calor en Tanque de agua a Deareador

$$G_{21} H_{21} + G_{26} H_{26} + G_{27} H_{27} = G_{28} H_{28}$$

2909.86303	G_{21}	+	356.321	13.090	+	125.92781	G_{27}	=	413.720678	49.543
(36.452	-	G_{27})	+	4664.340868	+	413.720678	G_{27}	=	20496.7854
106072.416	-	2909.89704	G_{27}	+	4664.340868	+	413.720678	G_{27}	=	20496.7854
		2496.17637	G_{27}	=	80911.28945					
			G_{27}	=	32.414					
			G_{21}	=	4.038					

3.2.7 Bomba de condensados recuperado



bomba B

Balance de masa

$G_{26} =$	13.090	kg/s
$G_{25} =$	13.090	kg/s

Balance de calor en bomba C

η_{bomba} Eficiencia de la bomba = %

$\eta_{\text{bomba}} = \text{Eficiencia de la bomba} = (H_{26} - H_{25}^s) / (H_{25} - H_{26}^r)$

$H_{26}^s - H_{25} = v_{25} (P_{26} - P_{25})$

$H_{26}^s = v_{25} (P_{26} - P_{25}) + H_{26}$

$V_{25} = \text{0.001048058} \text{ m}^3/\text{kg}$

$P_{25} = \text{122.583} \text{ KPa}$

$P_{26} = \text{392.266} \text{ KPa}$

$H_{26} = \text{356.321} \text{ KJ/Kg}$

KN/m²

KN/m³

$H_{26}^s = \text{356.604} \text{ KJ/Kg}$

$H_{25} - H_{26}^s = \eta_{\text{bomba}} (H_{25} - H_{26}^r)$

$H_{26}^r = H_{25} - (H_{25} - H_{26}^s) / \eta_{\text{bomba}}$

$H_{26}^r = \text{356.674} \text{ KJ/Kg}$

a esta En

$T_{26} = \text{85.14} \text{ }^\circ\text{C}$

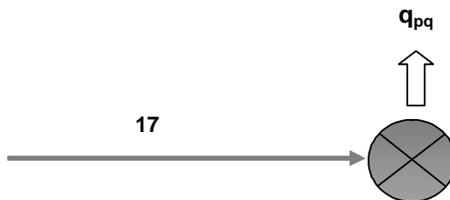
Balance Termoeconómico en bomba de condensados

Ecuación General

$C_{25}E_{25} + C_{\text{elec}}W_{\text{elec}} + Z_{\text{bombaB}} = C_{26}E_{26}$

$C_{26} = (C_{25}E_{25} + Z_{\text{eq aux}} + C_{\text{elec}}W_{\text{elec}}) / E_{26}$

3.2.8 Proceso químico: Sales



$G_{17} = \text{1.736} \text{ kg/s}$

Balance de masa

$$G_{17} = G_{17}$$

Balance de calor en Proceso Químico

$$G_{17} H_{17} = q_{pq}$$

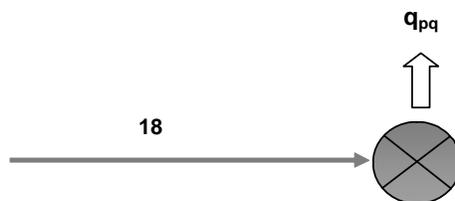
1.736	2909.81	=	q_{pq}
	5051.75	=	q_{pq}
	q_{pq}	=	5051.75 KJ

Balance Termoeconómico en Proceso Químico (Sales Ortofosfatos)

Ecuación General

$C_{17} = C_{17}$

3.2.9 Proceso químico: Superfosfato



$$G_{18} = \boxed{0.637} \text{ kg/s}$$

Balance de masa

$$G_{18} = G_{18}$$

Balance de calor en Proceso Químico

$$G_{18} H_{18} = q_{pq}$$

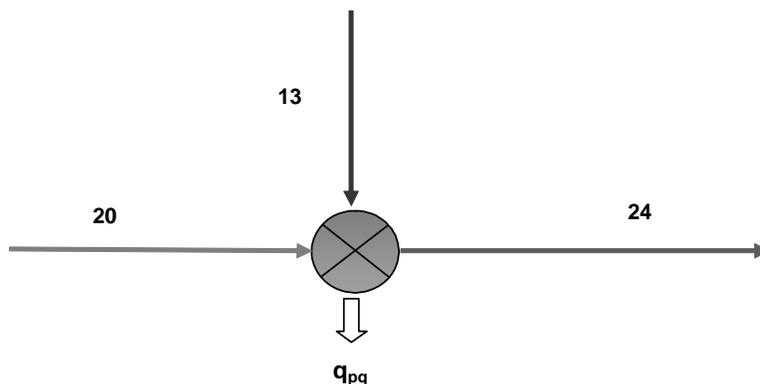
0.637	2909.86	=	q_{pq}
	1852.34	=	q_{pq}
	q_{pq}	=	1852.34 KJ

Balance Termoeconómico en Proceso Químico (Superfosfato)

Ecuación General

$C_{18} = C_{18}$

3.2.10 Proceso Químico Fosfórico Grado Mercantil



$G_{20} =$	22.569	kg/s
$G_{13} =$	3.646	kg/s
$G_{24} =$	13.090	kg/s

Balance de masa

$$G_{20} + G_{13} = G_{24} + G_{pq}$$

$$G_{pq} = G_{20} + G_{13} - G_{24}$$

$G_{pq} =$	22.569	+	3.646	-	13.090
$G_{pq} =$	13.125		kg/s		

Balance de calor en Proceso Químico

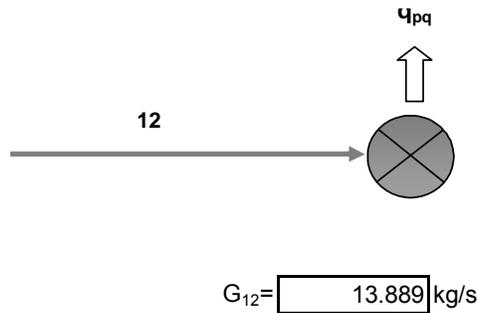
	$G_{20} H_{20}$	+	$G_{13} H_{13}$	=	$q_{pq} + G_{24} H_{24}$	
2909.86			3.646 2960.64	=	q_{pq}	+ 13.090 419.10
65673.99			10793.9867	=	q_{pq}	+ 5486.12
			76467.98	=	q_{pq}	+ 5486.12
			q_{pq}	=	70981.86 KJ	

Balance Termoeconómico en Proceso Químico (Fosfórico Mercantil)

Ecuación General

$C_{13} + C_{20} = C_{24}$

3.2.11 Proceso Químico Fosfórico Grado Técnico



Balance de masa

$$G_{12} = G_{12}$$

Balance de calor en Proceso Químico

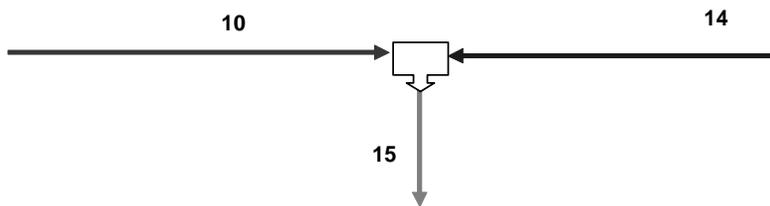
$$\begin{array}{rclcl}
 G_{12} H_{12} & = & q_{pq} & & \\
 13.889 & \cdot & 2960.64 & = & q_{pq} \\
 & & 41119.95 & = & q_{pq} \\
 & & q_{pq} & = & 41119.95 \text{ KJ}
 \end{array}$$

Balance Termoeconómico en Proceso Químico (Fosforico Tecnico)

Ecuación General

$$C_{12} = C_{12}$$

3.2.12 Mezclador de vapor 1



$$\begin{array}{l}
 G_{10} = 18.937 \text{ kg/s} \\
 G_{14} = 11.111 \text{ kg/s} \\
 G_{15} = 30.048 \text{ kg/s}
 \end{array}$$

Balance de masa

$$\begin{array}{rclcl}
 G_{10} + G_{14} & = & G_{15} & & \\
 18.937 & + & 11.111 & = & 30.048 \\
 30.048 & = & 30.048 & &
 \end{array}$$

Balance de calor

$$G_{10} H_{10} + G_{14} H_{14} = G_{15} H_{15}$$

$$18.937 \quad 2960.67444 \quad + \quad 11.111 \quad 2823.11435 = \quad 30.048 \quad H_{15}$$

$$56066.511 \quad + \quad 31367.937 \quad = \quad 30.0482 \quad H_{15}$$

$$87434.448 \quad = \quad 30.048 \quad H_{15}$$

$$H_{15} = 2909.808 \text{ KJ/kg}$$

$$H_{15} = \boxed{2909.808} \text{ KJ/Kg}$$

Esta es la Entalpia de la mezcla de vapores que entran a los Pocesos Químicos

$$T_{15} = 221.86 \text{ }^\circ\text{C}$$

a esta Entalpia le corresponde la temp de mezcla

Exergía de vapor de la caldera auxiliar

$$E_{10} \text{ Exergía de vapor caldera} = G_{10} \times (H_{10} - H_0) - T_0 (S_{10} - S_0) \quad \text{KJ/s}$$

$$E_{10} \text{ Exergía de vapor caldera} = \boxed{13231.151} \text{ KJ/s} \quad \text{De Tabla de Datos}$$

Exergía de vapor de la planta de sulfúrico

$$E_{14} \text{ Exergía de vapor sulfurico} = G_{14} \times (H_{14} - H_0) - T_0 (S_{14} - S_0) \quad \text{KJ/s}$$

$$E_{14} \text{ Exergía de vapor sulfurico} = \boxed{7188.994} \text{ KJ/s} \quad \text{De Tabla de Datos}$$

Exergía de vapor mezclado a los PQ

$$E_{15} \text{ Exergía de vapor mezclado} = G_{15} \times (H_{15} - H_0) - T_0 (S_{15} - S_0) \quad \text{KJ/s}$$

$$E_{15} \text{ Exergía de vapor mezclado} = \boxed{7535.407} \text{ KJ/s} \quad \text{De Tabla de Datos}$$

Balance Termoeconómico en mezclador de vapor

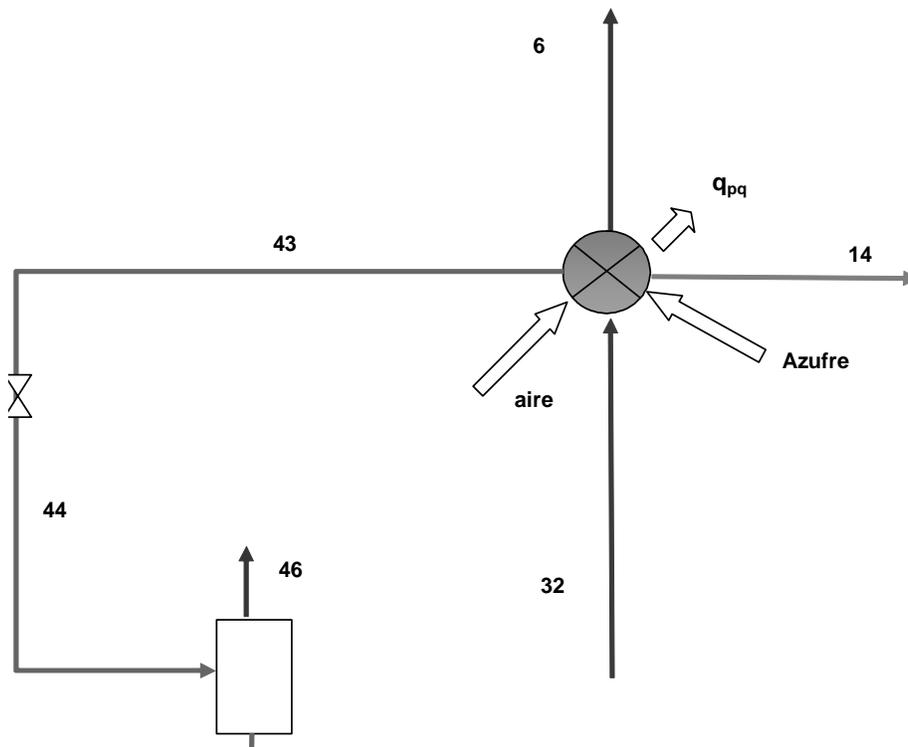
Ecuación General

$$\boxed{C_{10}E_{10} + C_{14}E_{14} + Z_{mez} = C_{15}E_{15}}$$

Ecuaciones Auxiliares

$$\boxed{C_{10} = C_{14}}$$

3.2.13 Proceso Químico: Sulfúrico



$$G_6 = 16.667 \text{ kg/s}$$

$$G_{14} = 11.111 \text{ kg/s}$$

$$\% \text{ purga} = 5\% \text{ de agua de alimentación}$$

$$G_{32} = 29.167 \text{ kg/s}$$

$$G_{43} = 1.389 \text{ kg/s}$$

$$G_{44} = 1.389 \text{ kg/s}$$

Balance de masa en tanque separador

$$G_{44} = G_{45} + G_{46}$$

$$1.389 = G_{45} + G_{46}$$

$$G_{45} = 1.389 - G_{46}$$

Balance de calor en tanque separador

$$G_{44} H_{44} = G_{46} H_{45} + G_{46} H_{46}$$

770.183443	1.389	=	415.134	G_{45}	+	2259.419	G_{46}
1069.699		=	415.134	$(1.389 - G_{46})$	+	2259.419	G_{46}
1069.699		=	576.575	-	415.134	$G_{46} =$	$2259.41913 \quad G_{46}$
1069.699		=	576.575	+	1844.285	$G_{46} =$	
1069.699	-	576.575	=	1844.285	G_{46}		
		493.125	=	1844.285	G_{46}		
		0.267	=	G_{46}			

$$G_{46} = 0.26738 \text{ kg/s}$$

$$G_{45} = 1.12151 \text{ kg/s}$$

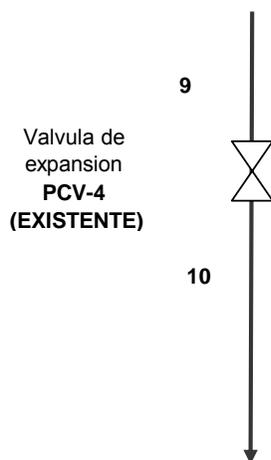
$$G_{45} = 1.389 - G_{46} = 1.12150909$$

Balance Termoeconómico en Proceso Químico (Acido sulfúrico)

Ecuación General

$$C_{32} = C_{43} + C_6 + C_{14}$$

3.2.14 Balance Válvula Expansión PCV04



Balance de masa

$$G_{10} = 18.937 \text{ kg/s}$$

$$G_9 = 18.937 \text{ kg/s}$$

$$G_9 = G_{10}$$

Balance de calor

$$G_9 H_9 = G_{10} H_{10}$$

18.937	2960.64	=	18.937	2960.67
	56065.79	=	56066.51	KJ/s

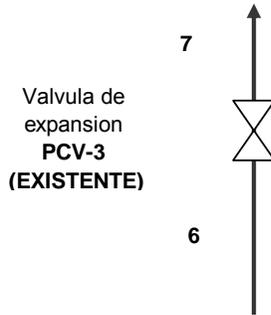
Balance Termoeconómico en válvula PCV-4

Ecuación General

$$C_9 E_9 + Z_{\text{valvPCV4}} = C_{10} E_{10}$$

$$C_{10} = (C_9 E_9 + Z_{\text{valvPCV4}}) / E_{10}$$

3.2.15 Válvula Expansión PCV03



Balance de masa

$$G_6 = 16.667 \text{ kg/s}$$

$$G_7 = 16.667 \text{ kg/s}$$

$$G_6 = G_7$$

Balance de calor

$$G_6 H_6 = G_7 H_7$$

$$16.667 \quad 3058.91 \quad = \quad 16.667 \quad 3058.96$$

$$50981.81 \quad = \quad 50982.63 \quad \text{KJ/s}$$

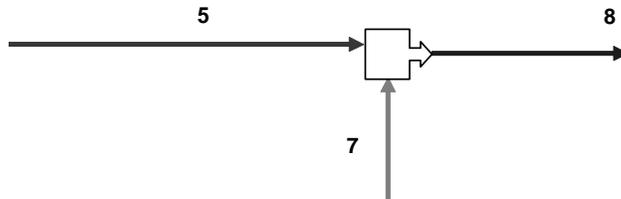
Balance Termoeconómico en válvula PCV-3

Ecuación General

$$C_6 E_6 + Z_{\text{valvPCV3}} = C_7 E_7$$

$$C_6 = (C_7 E_7 + Z_{\text{valvPCV3}}) / E_6$$

3.2.16 Balance Mezclador de vapor 2



$$G_5 = 20.092 \text{ kg/s}$$

$$G_7 = 16.667 \text{ kg/s}$$

$$G_8 = 36.759 \text{ kg/s}$$

$$G_{10} = 698.690 \text{ kg/s}$$

Balance de masa

$$\begin{array}{rclclcl} G_5 + G_7 = & & G_8 & & & \\ 20.092 & + & 16.667 & = & 36.759 & \\ 36.759 & = & 36.759 & & & \end{array}$$

Balance de masa

$$\begin{array}{rclclcl} G_5 + G_7 = & & G_8 & & & \\ 20.092 & + & 16.667 & = & 36.759 & \\ 36.759 & = & 36.759 & & & \end{array}$$

Balance de calor

$$\begin{array}{rclclcl} G_5 H_5 + G_7 H_7 = G_8 H_8 & & & & & \\ 20.092 \cdot 2878.97385 & + & 16.667 \cdot 3058.95798 & = & 36.759 \cdot H_8 & \\ 57844.716 & + & 50982.633 & = & 36.7588 \cdot H_8 & \\ & & 108827.349 & = & 36.759 \cdot H_8 & \end{array}$$

$$H_8 = 2960.580 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_8 = 284.81 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esta es la Entalpia de la mezcla de vapores que entran a los Procesos Químicos a esta Entalpia le corresponde la temp de mezc

Exergía de vapor de las calderas auxiliares

$$E_5 \text{ Exergía de vapor caldera} = G_5 \times (H_5 - H_0) - T_0 (S_5 - S_0) \text{ KJ/s}$$

$$E_5 \text{ Exergía de vapor caldera} = 19277.444 \text{ KJ/s De Tabla de Datos}$$

Exergía de vapor de la planta de sulfúrico

$$E_7 \text{ Exergía de vapor sulfurico} = G_7 \times (H_7 - H_0) - T_0 (S_7 - S_0) \text{ KJ/s}$$

$$E_7 \text{ Exergía de vapor sulfurico} = 17370.221 \text{ KJ/s De Tabla de Datos}$$

Exergía de vapor mezclado a los PQ

$$E_8 \text{ Exergía de vapor mezclado} = G_8 \times (H_8 - H_0) - T_0 (S_8 - S_0) \text{ KJ/s}$$

$$E_8 \text{ Exergía de vapor mezclado} = 36593.190 \text{ KJ/s De Tabla de Datos}$$

Balance Termoeconómico en mezclador de vapor

Ecuación General

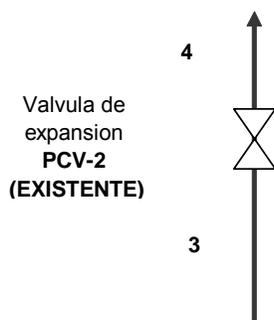
$$C_5 E_5 + C_7 E_7 + Z_{mezcl} = C_8 E_8$$

Ecuaciones Auxiliares

$$C_5 = C_7$$

$$C_8 = (C_5(E_5 + E_7) + Z_{mezcl}) / E_8$$

3.2.17 Balance Válvula expansión PCV2



Balance de masa

$$G_3 = 12.037 \text{ kg/s}$$

$$G_4 = 12.037 \text{ kg/s}$$

$$G_3 = G_4$$

Balance de calor

$$G_3 H_3 = G_4 H_4$$

$$12.037 \quad 2802.32 \quad = \quad 12.037 \quad 2802.07$$

$$33730.31 \quad = \quad 33727.35 \quad \text{KJ/s}$$

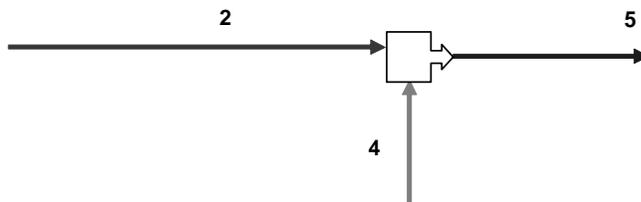
Balance Termoeconómico en válvula PCV-2

Ecuación General

$$C_3 E_3 + Z_{valvPCV2} = C_4 E_4$$

$$C_4 = (C_3 E_3 + Z_{valvPCV2}) / E_4$$

3.2.18 Balance Mezclador de vapor 3



$G_2 =$	8.056	kg/s
$G_4 =$	12.037	kg/s
$G_5 =$	20.092	kg/s

Balance de masa

$$G_2 + G_4 = G_5$$

8.056	+	12.037	=	20.092
20.092	=	20.092		

Balance de calor

$$G_2 H_2 + G_4 H_4 = G_5 H_5$$

8.056	2993.87979	+	12.037	2802.0723	=	20.092	H_8
	24117.365	+	33727.351	=	20.0921	H_8	
			57844.716	=	20.092	H_8	

$H_8 =$ 2878.974 KJ/Kg Esta es la Entalpia de la mezcla de vapores que entran a los Pocosos Químicos a esta Entalpia le corresponde la temp de m

$T_8 =$ 255.47 °C

Exergía de vapor de las calderas auxiliar A

E_2 Exergía de vapor caldera= $G_2 \times (H_2 - H_0) - T_0 (S_2 - S_0)$ KJ/s

E_2 Exergía de vapor caldera= 8143.650 KJ/s De Tabla de Datos

Exergía de vapor de la caldera auxiliar B

E_4 Exergía de vapor sulfurico= $G_4 \times (H_4 - H_0) - T_0 (S_4 - S_0)$ KJ/s

E_4 Exergía de vapor sulfurico= 11167.187 KJ/s De Tabla de Datos

Exergía de vapor mezclado a los PQ

E_5 Exergía de vapor mezclado: $G_5 \times (H_5 - H_0) - T_0 (S_5 - S_0)$ KJ/s

E_5 Exergía de vapor mezclado 19277.444 KJ/s De Tabla de Datos

Balance Termoeconómico en mezclador de vapor

Ecuación General

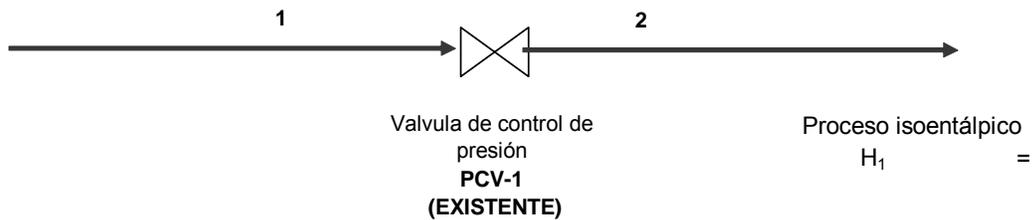
$$C_2 E_2 + C_4 E_4 + Z_{mezcl} = C_5 E_5$$

Ecuaciones Auxiliares

$$C_2 = C_4$$

$$C_5 = (C_2(E_2 + E_4) + Z_{mezcl}) / E_5$$

3.2.19 Balance Válvula expansión PCV1



Balance de masa

$$G_1 = 8.056 \text{ kg/s}$$

$$G_2 = 8.056 \text{ kg/s}$$

$$G_1 = G_2$$

Balance de calor

$$G_1 H_1 = G_2 H_2$$

$$8.056 \quad 2993.82 \quad = \quad 8.056 \quad 2993.88$$

$$24116.88 \quad = \quad 24117.36 \quad \text{KJ/s}$$

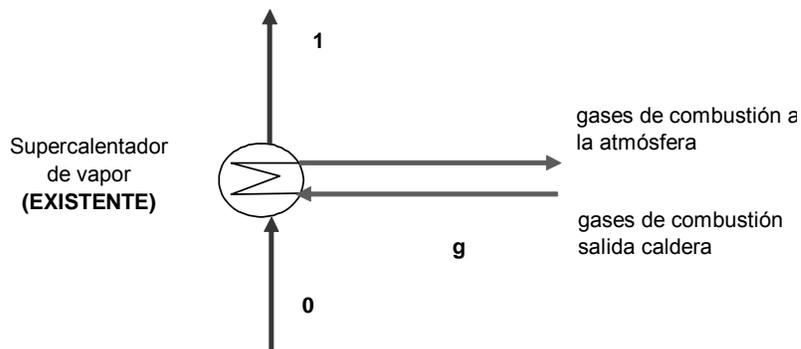
Balance Termoeconómico en válvula PCV-1

Ecuación General

$$C_1 E_1 + Z_{valvPCV1} = C_2 E_2$$

$$C_1 = (C_2 E_2 + Z_{valvPCV1}) / E_1$$

3.2.20 Balance supercalentador vapor



Balance de masa

$$G_0 = 8.056 \text{ kg/s}$$

$$G_1 = 8.056 \text{ kg/s}$$

$$G_0 = G_1$$

Balance de calor

$$G_0 H_0 + B_g H_{ge} = G_1 H_1 + B_g H_{gs}$$

$$8.056 \cdot 2802.318 + 19.044 \cdot 652.37 = 8.056 \cdot 2993.82 + 19.044 \cdot H_{gs}$$

$$22574.229 + 12423.919 = 24116.88 + 19.044 \cdot H_{gs}$$

$$H_{gs} = 571.37 \text{ KJ/kg}$$

A esta Entalpia le corresponde una temperatura de los gases de combustión de 244.20 °C

	Peso Molecular		
	%vol	(Kg/Kgmol)	
Bioxido de Carbono	2.61	44	1.15
Agua	5.02	18	0.90
Oxigeno	15.35	32	4.91
Nitrogeno	77.02	28	21.57
	100		28.53

T en [K], Cp en [J/mol K]				Cp, KJ/Kg°K
(A)	(B)	(C)	(D)	
1.9800E+01	7.3440E-02	-5.6020E-05	1.7150E-08	1.027
3.2240E+01	1.9240E-03	1.0550E-05	-3.5960E-09	1.976
2.8110E+01	-3.6800E-06	1.7460E-05	-1.0650E-08	0.978
3.1150E+01	-1.3570E-02	2.6800E-05	-1.1680E-08	1.060
				1.093

$$T_s = 244.20 \text{ °C}$$

$$517.20 \text{ °K}$$

$$H_s = 565.13 \text{ KJ/Kg}$$

	Peso Molecular		
	%vol	(Kg/Kgmol)	
Bioxido de Carbono	2.61	44	1.15
Agua	5.02	18	0.90
Oxigeno	15.35	32	4.91
Nitrogeno	77.02	28	21.57
	100		28.53

T en [K], Cp en [J/mol K]				Cp, KJ/Kg°K
(A)	(B)	(C)	(D)	
1.9800E+01	7.3440E-02	-5.6020E-05	1.7150E-08	1.070
3.2240E+01	1.9240E-03	1.0550E-05	-3.5960E-09	2.016
2.8110E+01	-3.6800E-06	1.7460E-05	-1.0650E-08	0.999
3.1150E+01	-1.3570E-02	2.6800E-05	-1.1680E-08	1.074
				1.109

$$T_e = \begin{matrix} \boxed{315.00} & ^\circ\text{C} \\ 588.00 & ^\circ\text{K} \end{matrix}$$

$$H_e = \boxed{652.37} \text{ KJ/Kg}$$

Balance Termoeconómico en Supercalentador

Ecuación General

$$\boxed{C_0 E_0 + Z_{\text{sobrecalentador}} = C_1 E_1}$$

$$\boxed{C_1 = (C_0 E_0 + Z_{\text{sobrecalentador}}) / E_1}$$

3.3 Balance de Vapor del Escenario Propuesto

A continuación se presenta el balance masa y energía del escenario propuesto con la inclusión de la turbina de gas propuesta. La metodología de cálculo es misma que se planteo para el escenario existente.

3.3.1 Levantamiento de Datos

Los datos necesarios para la evaluación de exergías se exponen en Figura 3.16.

Disponibilidad de vapor AP de la Planta H2SO4 =	$G_6 =$	60000	kgs/hr
Disponibilidad de vapor BP de la Planta H2SO4 =	$G_{14} =$	40000	kgs/hr
Disponibilidad de vapor de la caldera acuotubular B=	$G_3 =$	4671	kgs/hr
Disponibilidad de vapor de la caldera acuotubular A=	$G_0 =$	29000	kgs/hr
Disponibilidad de vapor del HRSG		38661	kgs/hr
Consumo de vapor de baja		99415	kgs/hr
Consumo de vapor de alta		72917	kgs/hr
		172332	kgs/hr

$P_0 =$	100000	Pa
$T_0 =$	30	°C
$h_0 =$	125.751	KJ/kg
$s_0 =$	0.4365	KJ/kgK

	303.15	°K
--	--------	----

Figura 3.16: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.

La caracterización de los fluidos que incluyen los datos de temperatura y presión medidos, calculados ó inferidos; así como el resumen de las propiedades termodinámicas para cada corriente para el escenario propuesto, se exponen en la Figura 3.14

Descripción	No	G, kg/s	P, Pa	T, °C	h (KJ/kg)	S (KJ/kgK)	E (KJ/kg)	E (KJ/s)
Vapor generado de caldera A	0	8.056	3,040,062	234.6	2802.318	6.1786	935.858	7538.857
Vapor supercalentado de caldera A	1	8.056	3,040,062	300.0	2993.820	6.5343	1019.506	8212.683
Vapor supercalentado de caldera A	2	8.056	2,843,929	297.6	2993.880	6.5628	1010.936	8143.650
Vapor saturado de caldera B	3	1.297	3,040,062	234.6	2802.318	6.1786	935.858	1214.223
Vapor saturado de caldera A	4	1.297	2,843,929	230.9	2802.072	6.2044	927.771	1203.731
Vapor en cabezal calderas A y B	5	9.353	2,843,929	287.3	2967.272	6.5158	998.579	9339.706
Vapor AP de la planta de ácido sulfúrico	6	16.667	3,432,310	330.0	3058.909	6.5933	1066.705	17778.411
Vapor AP de la planta de ácido sulfúrico	7	16.667	2,843,929	323.9	3058.958	6.6743	1042.213	17370.221
Vapor en cabezal general AP	8	36.759	2,843,929	284.8	2960.652	6.5040	995.527	36594.363
Vapor a cabezal general BP	9	18.918	2,843,929	284.8	2960.710	6.5040	995.585	18834.549
Vapor a cabezal general BP	10	18.918	313,813	246.7	2960.731	7.4834	698.714	13218.323
Vapor AP a procesos químicos	11	17.841	2,843,929	284.8	2,960.710	6.5040	995.585	18,834.549
Vapor AP a PQ - AFGT	12	13.889	2,843,929	284.8	2,960.710	6.5040	995.585	18,834.549
Vapor AP a PQ - AFGM	13	3.646	2,843,929	284.8	2,960.710	6.5040	995.585	18,834.549
Vapor BP de la planta de ácido sulfúrico	14	11.111	313,813	180.0	2823.114	7.2000	647.009	7188.994
Vapor en cabezal general BP	15	30.029	313,813	221.9	2909.811	7.3831	678.190	20365.499
Vapor BP a Servicios Auxiliares	16	4.740	313,813	221.9	2909.811	7.3831	678.190	3214.508
Vapor BP a PQ - Sales Técnicas	17	1.736	313,813	221.9	2,910	7.3831	678.190	1177.414
Vapor BP a PQ - Superfosfato Triple	18	0.637	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	431.751
Vapor BP a PQ - Tripolfosfato	19	0.347	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	235.501
Vapor BP a PQ - AFGM	20	22.569	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	15307.539
Vapor BP a tanque BFW	21	4.019	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	2725.854
Vapor BP a deareador	22	0.721	313,813	221.9	2909.863	7.3831	678.242	488.899
Vapor BP a deareador	23	0.721	171,616	218.9	2909.897	7.6588	594.688	428.671
Condensados recuperad de PQ - AFGM	24	13.090	147,099	100.0	419.099	1.3068	29.500	386.164
Succión de bomba de condensados	25	13.090	122,583	85.00	355.967	1.1342	18.695	244.719
Descarga de bomba de condensados	26	13.090	392,266	85.11	356.604	1.1353	18.993	248.627
Agua desmineral fría a tanque BFW	27	31.896	294,199	30.0	125.928	0.4364	0.195	6.220
Succión de bomba a deareador	28	49.006	147,099	99.25	415.859	1.2984	28.831	1412.874
Descarga de bomba a deareador	29	49.006	294,199	99.28	415.859	1.2986	28.770	1409.915
Succión de bomba de agua a calderas	30	49.726	171,616	107.8	452.012	1.3942	35.933	1786.807
Descarga de bomba de agua a calderas	31	49.726	3,040,062	105.9	465.061	1.3702	56.247	2796.956
Agua de alimentación a caldera sulfúrico	32	29.167	3,040,062	105.9	445.960	1.3702	37.146	1083.430
Agua de alimentación a caldera B	33	1.362	3,040,062	105.9	445.960	1.3702	37.146	50.605
Purga domo de caldera B	34	0.065	2,843,929	230.9	994.483	2.618	207.273	13.446
Purga domo de caldera B	35	0.065	1,043,929	230.9	770.903	2.156	123.777	8.030
Purga a efluente químico	36	0.052	98,000	230.9	415.134	1.296	28.719	1.504
Vapor tanque flash a la atmosfera	37	0.013	98,000	230.9	2259.419	1.2963	1873.004	23.439
Agua de alimentación a caldera A	38	8.458	3,040,062	105.9	445.960	1.3702	37.146	314.195
Purga domo de caldera A	39	0.403	3,040,062	230.9	1011.835	2.652	214.370	86.344
Purga domo de caldera A	40	0.403	1,040,062	230.9	770.183	2.155	123.534	49.757
Purga a efluente químico	41	0.325	98,000	230.9	415.134	1.296	28.719	9.340
Vapor tanque flash a la atmosfera	42	0.078	98,000	230.9	2259.419	1.2963	1873.004	145.233
Purga domo de caldera Sulfúrico	43	1.389	3,040,062	105.9	1011.835	2.652	214.370	297.736
Purga domo de caldera Sulfúrico	44	1.389	1,040,062	105.9	770.183	2.155	123.534	171.574
Purga a efluente químico	45	1.122	98,000	105.9	415.134	1.296	28.719	32.208
Vapor tanque flash a la atmosfera	46	0.267	98,000	105.9	2259.419	1.2963	1873.004	500.803
Agua de alimentación a HRSG	47	10.739	3,040,062	105.9	445.960	1.3702	37.146	398.917
Vapor AP del HRSG	48	10.739	3,040,062	234.6	2802.318	6.1786	935.858	10050.302
Aire a camara combustion Turbina	49	41.283	98,888	30.0				
Gas natural a cam combustion Turbina	50	0.643	2,065,950	30.0				
Gases a Turbina de gas	51	54.772	1,800,000	1076.0				
Gases de combustion de Turbina de gas	52	54.772	105,000	500.0				
Gases salida de HRSG	53	54.772	95,000	130.6				

Figura 3.17: Tabla principal de caracterización de fluidos con escenario propuesto.

El diagrama de flujo de proceso con el Escenario propuesto se expone en la Figura 3.18

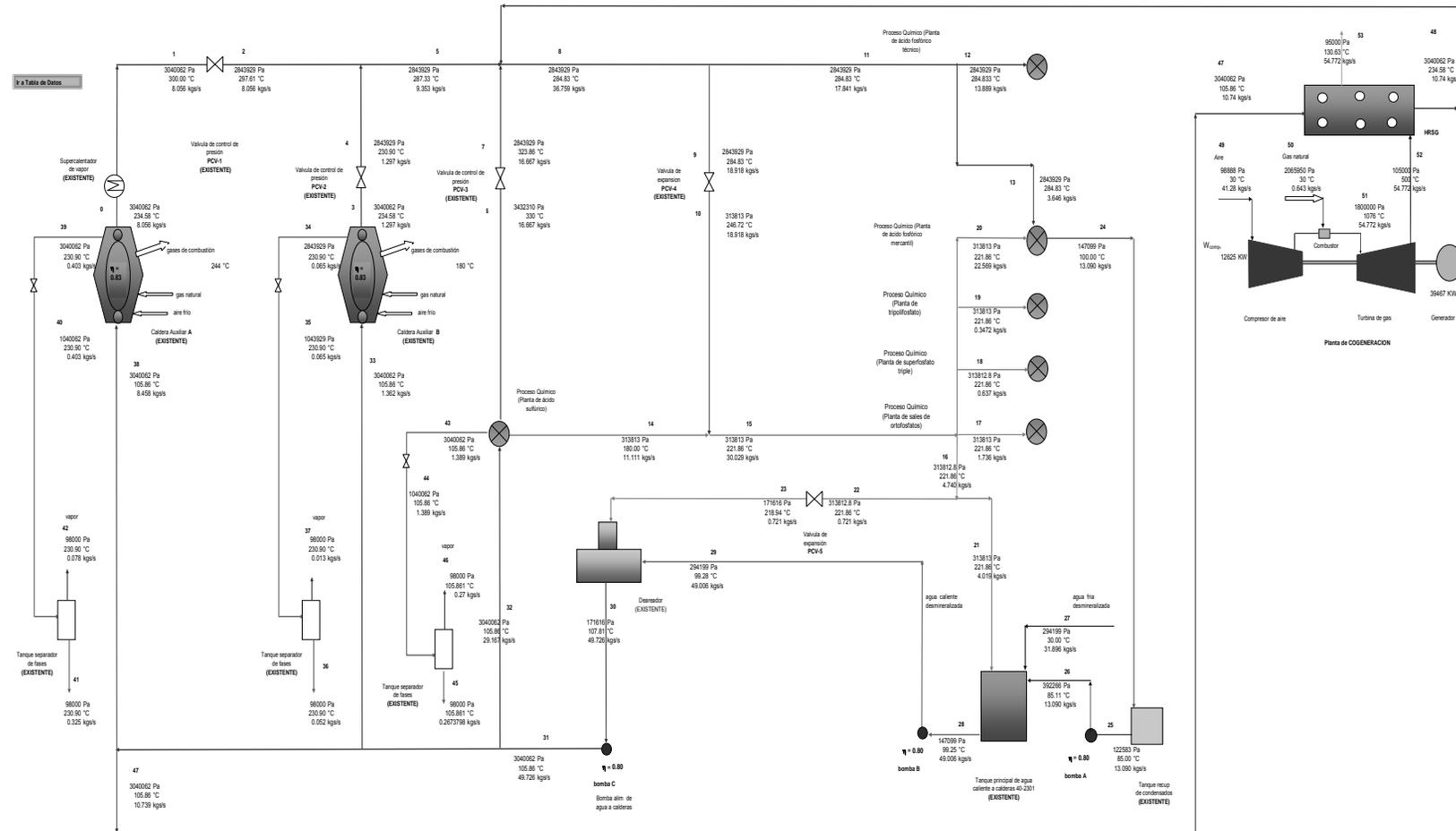


Figura 3.18: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.

3.3.2 Compresor de aire

P1	Presion de Entrada del aire	98.89	Kpa abs
T1	Temperatura de Entrada del aire	303.00	°K
P2	Presion de Salida del aire	1101.33	Kpa abs
H _{comp}	Eficiencia del compresor	0.88	
	Numero de etapas del compresor	12.00	
	Relacion de Compresion por etapa	1.22	
RAC	Relacion Aire/Combustible	64.190	Kg aire/Kg gas
	Densidad del gas	0.81	Kg/m ³
B1	Flujo de combustible	0.794	m ³ /s

	%mol	PM	A	B	C	D
O ₂	0.2101	32	2.81E+01	-3.68E-06	1.75E-05	-1.07E-08
N ₂	0.7899	28	3.12E+01	-1.36E-02	2.68E-05	-1.17E-08

	Cp 1, KJ/Kg°K	H1	Cv 1, KJ/Kg°K
O ₂	0.92	278.53	0.659
N ₂	1.04	315.70	0.745
	1.02	307.89	0.727

Kaire 1.4

	P desc	T des ideal	H desc ideal	H desc real	T desc real	HH
Etapas 1	120.89	320.82	326.25	328.75	323.28	20.86
Etapas 2	147.78	342.30	348.55	351.25	344.95	22.50
Etapas 3	180.65	365.24	372.61	375.52	368.09	24.27
Etapas 4	220.84	389.74	398.60	401.74	392.82	26.22
Etapas 5	269.96	415.92	426.72	430.13	419.24	28.39
Etapas 6	330.01	443.90	457.22	460.91	447.49	30.78
Etapas 7	403.42	473.81	490.34	494.36	477.68	33.44
Etapas 8	493.17	505.78	526.38	530.75	509.98	36.39
Etapas 9	602.87	539.97	565.66	570.42	544.51	39.67
Etapas 10	736.98	576.54	608.52	613.71	581.46	43.29
Etapas 11	900.92	615.66	655.33	661.01	620.99	47.29
Etapas 12	1101.33	657.52	706.49	712.69	663.29	51.68
						HH= 404.80

$$T_2^i = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K_{aire} - 1}{K_{aire}}}$$

$$H_2^R = H_1 + \left(\frac{H_2^i - H_1}{\eta_{iC}} \right)$$

T2 581.46 °K
H2 613.71 KJ/Kg

	Cp 2, KJ/kg	Cv 2, KJ/Kg
O ₂	1.00	0.738
N ₂	1.07	0.775
	1.06	0.767
Kaire	1.4	

$$V_{aire} = RAC * \rho_{gas} * (m^3 \text{ gas} / s)$$

$$V_{aire} = 41.283 \text{ Kg/s aire}$$

$$N_{comp}^{elec} = V_{aire} (H_2 - H_1)$$

$$N_{comp}^{elec} = 12625.25 \text{ KW}$$

$$E_1 = (H_1 - H_{0\text{-aire}}) - T_0 (S_1 - S_{0\text{-aire}})$$

	°C	°K
To=	30	303
Po=	101.325	Kpa abs

$$\Delta S = C_{p\text{aire}} \ln\left(\frac{T_1}{T_0}\right) - R_{\text{aire}} \ln\left(\frac{P_1}{P_0}\right)$$

PM Peso Molecular del aire

R=	8.314	KJ/Kmol°K
Raire=	0.288	KJ/Kg°K

η_S =	0.01	KJ/Kg°K
------------	------	---------

E_1 =	-2.127	KJ/Kg
---------	--------	-------

3.3.3 Cámara de Combustión

DATOS:

PC	Presion de Entrada del gas natural al combustor	21.05	Kg/cm ² abs	2065.95	Kpa abs
TC	Temperatura de entrada del gas natural al combustor	30.00	°C	303.00	°K
B1	Flujo de gas natural	0.794	m ³ /s		
T3	Temperatura de los Gases a la entrada de la Turbina	1076.00	°C	1349.00	°K
P3	Presion de los Gases a la entrada de la Turbina	18.34	Kg/cm ² abs	1800.00	Kpa abs
	Relacion aire	400.00	%		
T4	Temperatura de los gases a la salida de la Turbina	500.00	°C	773.00	°K
P4	Presion de los gases a la salida de la Turbina	1069.95	Kg/cm ² abs	105000.00	Kpa abs
H3	Entalpia de los Gases a la entrada de la turbina	810.010	KJ/Kg		
Tf	Temperatura de flama en el combustor	1200.000	°C	1473	°K
	Densidad rel. Gas natural	0.81			

Composicion del Gas Natural Alimentado al Combustor

	%mol	Peso Molecular (Kg/Kgmol)		Qvc KJ/m ³
Nitrogeno	1.045	28	0.29	
Metano	69.741	16	11.16	35455
Bioxido de Carbono	0.436	44	0.19	
Etano	13.406	30	4.02	62720
Propano	8.659	44	3.81	90650
Isobutano	1.247	58	0.72	117705
n-Butano	2.969	58	1.72	117950
Isopentano	0.864	72	0.62	140280
n-Pentano	1.619	72	1.17	140560
	100.0		23.71	49441.70

T0= 303 °K

$$E_q = Q \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_f - T_0} \right) \left(\ln \frac{T_f}{T_0} \right) \right]$$

Q= B1*Q_{vc}

Q= 39256.71 KJ/s

E_q= 23180.21 KJ/s

3.3.4 Turbina de gas

P3	Presion de entrada de los gases de combustion	1800.000	KPa
T3	Temperatura de entrada de los gases de combustion	1349.000	°K
P4	Presion de salida de los gases de combustion	105.000	KPa
T4	Temperatura de salida de los gases de combustion	773.000	°K
	Relacion de expansion	0.058	
B1	Flujo de Combustible al combustor	0.79	m ³ /s
	Temperatura de entrada del gas natural	303.15	°K
η _{em}	Eficiencia electromotriz	0.95	
H3	Entalpia de los Gases a la entrada de la turbina	810.010	KJ/Kg
PM	Peso Molecular de los Gases Producto de la Combustion	28.603	
	Densidad de los gases producto de la combustion	1.274	Kg/m ³

Composicion de los Gases Producto de la Combustion (obtenido con el programa Conwin)

	%vol	Peso Molecular (Kg/Kgmol)	T en [K], C _p en [J/mol K]				Cp,KJ/Kg°K				
			(A)	(B)	(C)	(D)	T3	T4	T0	T4 ideal	
Bioxido de Carbono	2.82	44	1.24	1.9800E+01	7.3440E-02	-5.6020E-05	1.7150E-08	1.342	1.159	0.850	1.112
Aqua	4.63	18	0.83	3.2240E+01	1.9240E-03	1.0550E-05	-3.5960E-09	2.511	2.132	1.872	2.064
Oxigeno	15.38	32	4.92	2.8110E+01	-3.6800E-06	1.7460E-05	-1.0650E-08	1.054	1.051	0.919	1.022
Nitrogeno	77.17	28	21.61	3.1150E+01	-1.3570E-02	2.6800E-05	-1.1680E-08	1.176	1.117	1.042	1.091
	100		28.603					1.224	1.155	1.056	1.126

Densidad GPC	1.274	Kg/m ³
Relacion GPC/gas natural, RHHC:	68.982	Kg GPC/m ³ gas
Relacion Aire/gas natural, RAC:	64.199	Kg aire/Kg gas

Cv, KJ/Kg°K	0.933	0.864	0.765	0.836
k	1.311	1.336	1.380	1.348

CALCULOS:

TURBINA

$$V_{GPC} = RHHC * (m^3 \text{ gas} / s)$$

Flujo de GPC, V_{GPC} = 54.77 Kg/s

H3= 1651.356 KJ/Kg

Kmezcla= 1.3296

$$T_4^i = T_3 * \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\left(\frac{K_{mezcla} - 1}{K_{mezcla}} \right)}$$

T_4^i = 666.93 °K

H_4^i = 751.16 KJ/Kg

H_4^R = 892.86 KJ/Kg

$$\eta_{iT} = \left(\frac{H_3 - H_4^R}{H_3 - H_4^i} \right)$$

η_{iTG} = 0.8426

η_{iTG} = 84.26 %

$$N_{TG}^{elec} = V_{GPC} (H_3 - H_4^i) \eta_i \eta_{em}$$

$N_{TG}^{elec-BRUTA}$ = 41543.89 KW

$N_{TG}^{elec-NETA}$ = 39466.70 KW

$$E_{g(3)} = (H_3 - H_{0-gas}) - T_0 (S_3 - S_{0-gas})$$

	°C	°K
To=	30	303
Po=	101.325	Kpa abs
Ho-gas=	319.984	KJ/Kg

$$\Delta S = Cp_{mez} \ln\left(\frac{T_3}{T_0}\right) - R_{mez} \ln\left(\frac{P_3}{P_0}\right)$$

PM Peso Molecular de los Gases Producto de la Combustion

Cp_3 Calor especifico de los GPC a p=cte

R= 8.314 KJ/Kmol°K
 Rgas= 0.291 KJ/Kg°K

ηS= 0.866 KJ/Kg°K

Eg(3)= 1068.894 KJ/Kg

$$E_{g(4)} = (H_4 - H_{0-gas}) - T_0(S_4 - S_{0-gas})$$

	°C	°K
To=	30	303
Po=	101.325	Kpa abs
Ho-gas=	319.984	KJ/Kg

$$\Delta S = Cp_{mez} \ln\left(\frac{T_4}{T_0}\right) - R_{mez} \ln\left(\frac{P_4}{P_0}\right)$$

PM Peso Molecular de los Gases Producto de la Combustion
Cp_4 Calor especifico de los GPC a p=cte

28.603
 1.155 KJ/Kg°K

R= 8.314 KJ/Kmol°K
 Rgas= 0.291 KJ/Kg°K

ηS= 1.025 KJ/Kg°K

Eg(3)= 262.289 KJ/Kg

3.3.5 HRSG

P4 Presion de salida de los gases de combustion
P5 Presion de salida de los gases del HRSG

95.000 KPa
 95.000 KPa

HRSG
Heat Recovery Steam Generator

$$P_{H_2O} = P_4 \gamma_{H_2O}$$

$P_{H_2O} = 4.40$ Kpa abs

Tsat H₂O= 30.63 °C *Units

T5= 130.63 °C
403.63 °K

H5= 430.851629 KJ/Kg *Combustion & Gas Prop.

$$Q_{cal-HRSG} = V_{GFC} * (H_4^R - H_5)$$

Q_{cal-HRSG}= 25305.23 KJ/s

Composicion de los Gases Producto de la Combustion (obtenido con el programa Conwin)

	%vol	Peso Molecular (Kg/Kgmol)	T en [K], Cp en [J/mol K]				Cp,KJ/Kg°K		
			(A)	(B)	(C)	(D)	T5	T0	
Bioxido de Carbon	2.82	44	1.24	1.9800E+01	7.3440E-02	-5.6020E-05	1.7150E-08	0.942	0.850
Agua	4.63	18	0.83	3.2240E+01	1.9240E-03	1.0550E-05	-3.5960E-09	1.917	1.872
Oxigeno	15.38	32	4.92	2.8110E+01	-3.6800E-06	1.7460E-05	-1.0650E-08	0.945	0.919
Nitrogeno	77.17	28	21.61	3.1150E+01	-1.3570E-02	2.6800E-05	-1.1680E-08	1.045	1.042
	100		28.60					1.067	1.056

$$E_{g(5)} = (H_5 - H_{0-gas}) - T_0 (S_5 - S_{0-gas})$$

To= 30 °C 303 °K
Po= 101.325 Kpa abs
Ho-gas= 319.984 KJ/Kg

$$\Delta S = Cp_{mez} \ln\left(\frac{T_5}{T_0}\right) - R_{mez} \ln\left(\frac{P_5}{P_0}\right)$$

PM Peso Molecular de los Gases Producto de la Combustion 28.668
Cp_5 Calor especifico de los GPC a p=cte 1.067 KJ/Kg°K

R= 8.314 KJ/Kmol°K
Rgas= 0.290 KJ/Kg°K

ηS= 0.323 KJ/Kg°K

Eg(5)= 12.944 KJ/Kg

3.3.6 Índices del Ciclo de gas

A continuación se indican los principales índices obtenido del ciclo de gas que incluye la propuesta

Ecuación			Unidades
66	$\eta_{ITG} =$	84.26	%
69	$Q_{ITG}^{elec} =$	64771.93	KW
	$N_{TG}^{elec} =$	34669.73	KW
68	$\eta_{ITG}^{elec} =$	53.53	%
15	$g_o^B =$	4.746	Kg _{GPC} /KWh
		3.725	m ³ _{GPC} /KWh
16	$g_o^N =$	3.922	m ³ _{GPC} /KWh
18	$b^B =$	0.069	m ³ _{GC} /KWh
19	$b^N =$	0.072	m ³ _{GC} /KWh
20	$q_{CTE}^B =$	1.363	KWterm/KWelec
21	$q_{CTE}^N =$	1.435	KWterm/KWelec

3.4 Análisis de costos

El análisis de los costos de cada fluido fueron calculados en base a los balances termoeconómicos, de donde fueron obtenidas las ecuaciones principales y auxiliares que se muestran a continuación. El software Toolkit fue usado para la solución de la serie de ecuaciones.

COSTOS		INDICE	Ir a Resultados ToolKit			
C_c	costo espec combustible	0.0000543	\$USD / KJ	Z_{eqaux} costo total (manto y opn equipos aux)	0.0005	\$USD / s
C_{elec}	costo espec electricidad	0.0006490	\$USD / KJ	Z_{cald} costo total (manto y opn caldera)	0.03	\$USD / s
C_{27}	costo espec agua fría desm	0.0000150	\$USD / KJ	Z_{bombas} costo total (manto y opn bomba)	0.0007	\$USD / s
C_6	costo espec vapor de sulfurico	0.0000200	\$USD / KJ	Z_{pcv} costo total (manto y opn PCV)	0.0002	\$USD / s

Cada uno de los sistemas de ecuaciones obtenidos para cada equipo se le dará una forma de ecuación algebraica lineal para utilizar el programa ToolKit. Para esto se incluirán en cada Ecuación los valores de Exergía y los costos de energéticos y de los equipos (Z)

caldera B

$$C_3 = (C_c (E_c - E_g) + C_{33}E_{33} + Z_{cal}) / (E_3 + E_{34})$$

$$C_c = C_g$$

$$C_3 = C_{34}$$

$$C_a = 0 \quad T_a = T_0 \quad E_a = 0$$

Ec (1) \Rightarrow $11389.26 C_3 - 481.99C_{33} = 0.679524654$

Ecuaciones Lineales:

caldera A

$$C_0 = (C_c (E_c - E_g) + C_{38}E_{38} + Z_{tot}) / (E_0 + E_{39})$$

$$C_c = C_g$$

$$C_0 = C_{39}$$

$$C_a = 0 \quad T_a = T_0 \quad E_a = 0$$

Ec (2) \Rightarrow $7625.201 C_0 - 322.575C_{38} = .5515762065$

De Ec (16)

bomba C agua calderas

$$C_{31} = (C_{30}E_{30} + C_{elec}W_{elec} + Z_{bombaC}) / E_{31}$$

Ec (3) \Rightarrow $1912.709 C_{31} - 1779.412C_{30} = 0.122509512$

Deareador

$$C_{30} = (C_0E_{23} + C_{29}E_{29} + Z_{dear}) / E_{30}$$

Ec (4) \Rightarrow $20378.278 C_{30} - 428.671C_0 - 1404.457 C_{29} = .0005$

bomba B agua a deareador

$$C_{29} = (C_{28}E_{28} + Z_{eq aux} + C_{elec}W_{elec}) / E_{18}$$

Ec (5) \Rightarrow $431.751 C_{29} - 1407.461C_{28} = .006922612$

válvula PCV-5

$$C_{23} = (C_{22}E_{22} + Z_{valvPCV5}) / E_{23}$$

Ec (6) \Rightarrow $428.671 C_{23} - 488.899C_{22} = .0002$

Tanque agua deareada

$$C_{28} = (C_{26}E_{26} + C_{27}E_{27} + C_{28}E_{28} + Z_{eq aux}) / E_{21}$$

Ec (7) \Rightarrow $2759.087C_{21} - 1424.272C_{28} = .0075127$

bomba de condensados

$$C_{26} = (C_{25}E_{25} + Z_{eq aux} + C_{elec}W_{elec}) / E_{26}$$

Ec (8) \Rightarrow $247.507 C_{26} - 244.719C_{25} = .003701625$

$$C_{27} = C_{24}$$

$$C_{24} = C_{25}$$

C₂₅ \Rightarrow 0.00001500 \$USD / KJ

C₂₆ \Rightarrow 0.00002978 \$USD / KJ

Proceso Químico (Sales)

$$C_{17} = C_{17}$$

$$C_{17} = C_{10}$$

Proceso Químico (Superfosfato)

$$C_{18} = C_{18}$$

$$C_{18} = C_{10}$$

Proceso Químico (Tripolifosfato)

$$C_{19} = C_{19}$$

$$C_{19} = C_{10}$$

Proceso Químico (Fosfórico Mercantil)

$$C_{24} = C_{13} + C_{20}$$

$$C_{20} = C_{10}$$

Proceso Químico (Fosfórico Técnico)

$$C_{12} = C_{12}$$

$$C_{12} = C_8$$

mezclador de vapor 1

$$C_{15} = (C_{10}(E_{10} + E_{14}) + Z_{mez}) / E_{15}$$

$$Ec (9) \Rightarrow 20378.278 C_{15} - 20420.095C_{10} = .00020$$

$$C_{10} = C_{14}$$

válvula PCV-4

$$C_{10} = (C_9 E_9 + Z_{valvPCV4}) / E_{10}$$

$$Ec (10) \Rightarrow 13231.151 C_{10} - 18852.83C_9 = .00020$$

válvula PCV-3

$$C_7 = (C_6 E_6 + Z_{valvPCV3}) / E_7$$

$$Ec (11) \Rightarrow 17370.221 C_7 = .35536822$$

$$C_7 = 0.00002046 \text{ USD / KJ}$$

mezclador de vapor 2

$$C_8 = (C_5(E_5 + E_7) + Z_{mez}) / E_8$$

$$Ec (12) \Rightarrow 36593.19 C_8 - 36647.665C_5 = .00020$$

válvula PCV-2

$$C_4 = (C_3 E_3 + Z_{valvPCV2}) / E_4$$

$$Ec (13) \Rightarrow 11167.187 C_4 - 11264.252C_3 = .00020$$

mezclador de vapor 3

$$C_5 = (C_2(E_2 + E_4) + Z_{mezcl}) / E_5$$

Ec (14)



$$19277.444 C_5 - 19310.837 C_2 = .00020$$

válvula PCV-1

$$C_1 = (C_2 E_2 + Z_{válvula PCV-1}) / E_1$$

Ec (15)



$$8143.65 C_2 - 8212.683 C_1 = .00020$$

Supercalentador de vapor

$$C_1 = (C_0 E_0 + Z_{supercalentador}) / E_1$$

Ec (16)



$$8212.683 C_1 - 7538.857 C_0 = .0005$$

Los costos principales encontrados son:

c0	0.00006943	\$ USD/KJ
c1	0.00005959	\$ USD/KJ
c2	0.00006906	\$ USD/KJ
c3	0.00006055	\$ USD/KJ
c4	0.00006175	\$ USD/KJ
c5	0.00006617	\$ USD/KJ
c6	0.00002000	\$ USD/KJ
c7	0.00002046	\$ USD/KJ
c8	0.00004370	\$ USD/KJ
c9	0.00004360	\$ USD/KJ
c10	0.00004509	\$ USD/KJ
c15	0.00003251	\$ USD/KJ
c21	0.00003251	\$ USD/KJ
c22	0.00003251	\$ USD/KJ
c23	0.00003419	\$ USD/KJ
c25	0.00001500	\$ USD/KJ
c26	0.00002978	\$ USD/KJ
c27	0.00001500	\$ USD/KJ
c28	0.00002716	\$ USD/KJ
c29	0.00003293	\$ USD/KJ
c30	0.00003362	\$ USD/KJ
c31	0.00003411	\$ USD/KJ
c33	0.00003417	\$ USD/KJ

$C_6 = C_{14}$	0.00002000	\$ USD/KJ
$C_6 = C_{43}$	0.00002000	\$ USD/KJ
$C_{11} = C_8$	0.00004370	\$ USD/KJ
$C_{13} = C_8$	0.00004370	\$ USD/KJ
$C_{14} = C_{10}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{16} = C_{15}$	0.00003251	\$ USD/KJ
$C_{21} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{24} = C_{25}$	0.00003251	\$ USD/KJ
$C_{22} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{27} = C_{24}$	0.00001500	\$ USD/KJ
$C_{17} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{18} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{19} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ

$C_{20} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{21} = C_{15}$	0.00004509	\$ USD/KJ
$C_{32} = C_{31}$	0.00003411	\$ USD/KJ
$C_{33} = C_{31}$	0.00003411	\$ USD/KJ
$C_{39} = C_0$	0.00006943	\$ USD/KJ
$C_{40} = C_0$	0.00006943	\$ USD/KJ
$C_{41} = C_0$	0.00006943	\$ USD/KJ
$C_{42} = C_0$	0.00006943	\$ USD/KJ
$C_{34} = C_3$	0.00006055	\$ USD/KJ
$C_{35} = C_3$	0.00006055	\$ USD/KJ
$C_{36} = C_3$	0.00006055	\$ USD/KJ
$C_{37} = C_3$	0.00006055	\$ USD/KJ

CAPÍTULO 4: PROPUESTA TÉCNICA

4.1.1 Elementos de la Propuesta Técnica

El proceso ofrece diversas oportunidades para integrar un sistema de cogeneración que involucra diversos esquemas:

- 1) Integración de turbinas de vapor por expansión.
- 2) Integración del ciclo combinado.

A continuación se procede al análisis técnico de las dos opciones planteadas.

Para modelar estos sistemas se desarrollaron hojas de cálculo en Excel, en donde se empleó el software TPX y Steam32 para obtener las propiedades termodinámicas del agua.

Para estudiar el ciclo Rankine de la Turbina de Vapor se tuvo que diseñar la forma de poder representar en forma automática los puntos sobre la curva de saturación del agua para poder visualizar en qué puntos se estaba operando el ciclo. Esto resultó ser una gran ayuda a la hora de determinar qué tipo de turbina de vapor era la que más se adecuaba para soportar el estudio posterior de su integración. En la Tabla 4.1 se muestra cómo se dispuso el ingreso de datos y su posterior tratamiento.

Tabla 4.1: Tabla de entrada – salida para el análisis de un ciclo ideal de Rankine

	1	2			3	4	
T	40	40.0351336	188.031358	188.031358	600	40.0000004	40.0000004
P	0.07367211	12	12	12	12	0.07367211	0.07367211
rho	992.225669	992.737199	878.2715	6.12155507	2.99463497	0.0532875	992.225669
v	0.00100784	0.00100732	0.0011386	0.16335718	0.33393052	18.766128	0.00100784
u	167.536277	167.53659	797.470954	2588.91725	3295.61435	2337.52382	167.536278
h	167.543701	168.74537	798.837274	2784.94586	3696.33096	2475.77785	167.543703
s	0.57244053	0.57244053	2.21697937	6.52354675	7.94345807	7.94345807	0.57244054
x	0	0	0	1	1	0.95907575	0

Trabajo de la Turbina 1220.55312
 Trabajo de la Bomba 1.20166825
 Qin 3527.58559

Eficiencia 0.34566176

En la Figura 4.1 se muestra los gráficos obtenidos para las condiciones de operación definidas en la tabla anterior

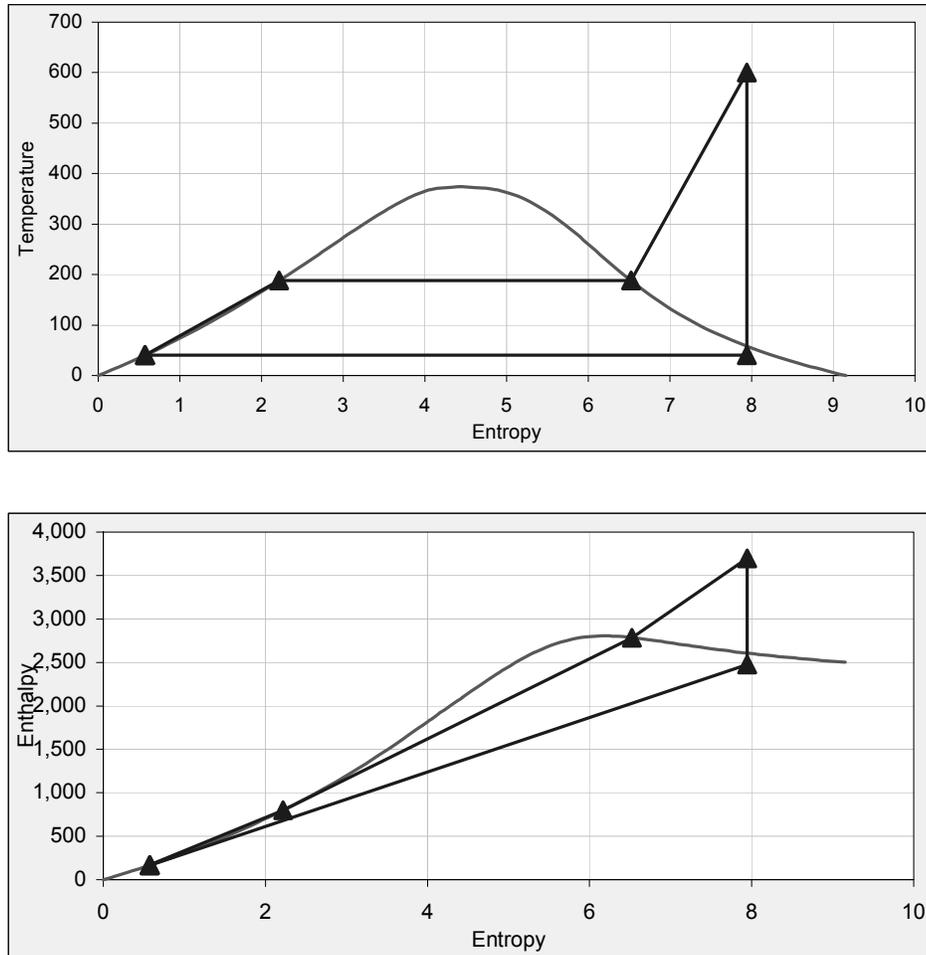


Figura 4.1: Diagramas obtenidos para el ciclo inferior.

Este mismo software se empleó luego para calcular los valores en el proceso de cálculo de la integración.

Para aproximarse al ciclo combinado fue necesario agregar el ciclo superior de cogeneración, en forma de ciclo Brayton. El esquema empleado para numerar las corrientes es el que se muestra en la figura Figura 4.2

En esta etapa del desarrollo aún no se había considerado el empleo de software adicional para estudiar los valores de las corrientes de vapor en el diseño

Eficiencia del ciclo cambiando

FLUJOS DE GAS Y VAPOR

Gas	1.00E+00 kgAir/hr	Flujo de gas
Vapor	0.111322 kgSteam/hr	Flujo de vapor
Tasa	8.98293	Relación de Masas

CICLO DE GAS

R_p	14	
1		
T1	300 K	
P1	100 kPa	
h1	300.19 kJ/kgAir	Tabla A-17
Pr1	1.386	Tabla A-17
2		
T2	627.0541 K	Tabla A-17
P2	1400 kPa	Se usa el R_p dado
Pr2	19.404	Tabla A-17
h2	635 kJ/kgAir	Tabla A-17
w_comp	334.81 kJ/kgAir	
3		
T3	1400 K	Tabla A-17
P3	1400 kPa	
h3	1515.42 kJ/kgAir	Tabla A-17
q_in	880.42 kJ/kgAir	
Pr3	450.5	Tabla A-17
4		
T4	720.933 K	Tabla A-17
P4	100 kPa	
Pr4	32.17857	
h4	735.8274 kJ/kgAir	Tabla A-17
w_turb	-779.5926 kJ/kgAir	
w_net_Br	444.7826 kJ/kgAir	
5		
T5	460 K	
P5	100 kPa	
h5	462.02 kJ/kgAir	Tabla A-17
q_H_Ex.g	273.8074 kJ/kgAir	
q_H.Tot	273.8074 kJ/h	

Interpolación de la tabla A17

x	19.404	
x1	18.36	u1 628.07
x2	19.84	u2 683.63
Interpolación		
u	667.2623	

CICLO DE VAPOR
CICLO DE VAPOR

1a		
T1a	333.06 K	Tabla A-5
P1a	20 kPa	
v1a	0.001017 m3/kgSteam	Tabla A-5 Agua saturada
h1a	251.4 kJ/kgSteam	Tabla A-5

2a		
T2a	K	
P2a	600 kPa	
v2a	0.001101 m ³ /kgSteam	Tabla A-5
w_pump1	0.58986 kJ/kgSteam	Compresión Isoentrópica de un liq
h2a	251.9899 kJ/kgSteam	
3a		
T3a	431.85 K	Tabla A-5
P3a	600 kPa	
h3a	670.56 kJ/kgSteam	Tabla A-5
v3a	0.001101 m ³ /kgSteam	Tabla A-5
4a		
T4a	K	
P4a	8000 kPa	
v4a	0.001384 m ³ /kgSteam	
w_pump2	8.1474 kJ/kgSteam	Compresión Isoentrópica de un liq
h4a	678.7074 kJ/kgSteam	
5a		
T5a	673 K	
P5a	8000 kPa	
h5a	3138.3 kJ/kgSteam	Tabla A-6
s5a	6.3634 kJ/kgSteam/K	Tabla A-6
q_H.Ex_s	2459.593 kJ/kgSteam	
q_H.Tot	273.8074 kJ/h	
6a		
T6a	K	
P6a	600 kPa	
s6a	6.3634 kJ/kgSteam/K	Proceso Isoentrópico
s6_f	1.9312 kJ/kgSteam/K	Tabla A-5
s6_fv	4.8288 kJ/kgSteam/K	Tabla A-5
x6	0.917868	Calidad de la Mezcla vap-liq
h6_f	670.56 kJ/kgSteam	Tabla A-5
h6_fg	2086.3 kJ/kgSteam	Tabla A-5
h6a	2585.508 kJ/kgSteam	
7a		
T7a	K	
P7a	20 kPa	
s7a	6.3634 kJ/kgSteam/K	Proceso Isoentrópico
s7_f	0.832 kJ/kgSteam/K	Tabla A-5
s7_fv	7.0766 kJ/kgSteam/K	Tabla A-5
x7	0.781647	Calidad de la Mezcla vap-liq
h7_f	251.4 kJ/kgSteam	Tabla A-5
h7_fv	2358.3 kJ/kgSteam	Tabla A-5
h7a	2094.757 kJ/kgSteam	
Balance de Energía en lazo abierto de agua		
m6a/m5a	0.179373	y Fracción de vapor en l
m7a/m5a	0.820627	1-y El resto se va al conde
q_cond	-1512.709 kJ/kgSteam	Calor expulsado en el calentador
w_turb_st	-955.5155 kJ/kgSteam	Trabajo de la turbina de vapor
Balance de Calor en el Intercambiador		
Balance de Energía	0 kJ/h	Se usa solver para hall
w_net_pump	8.631455 kJ/kgSteam	
w_net_steam	946.8841 kJ/kgSteam	
w_net_total	550.1919 kJ/kgAir	
w_net_given	4.50E+05 kJ/s	
Masa de Aire	817.8965 kg/s	
Calor Entregado	720092.4 kJ/s	
Eficiencia	0.62492	

Figura 4.3: Hoja de Cálculo empleada en el cálculo del ciclo combinado.

4.1.2 Integración de una turbina de vapor

Esta opción considera la integración de una turbina de vapor, con capacidad para manejar el vapor de alta presión remanente de la planta de ácido sulfúrico (@ 35 kg/cm²_m y 330 °C).

Esta opción permite generar 5,280 kw-hr, y satisfacer la demanda de vapor de baja presión en la planta, tal como se muestra en la Figura 4.4.

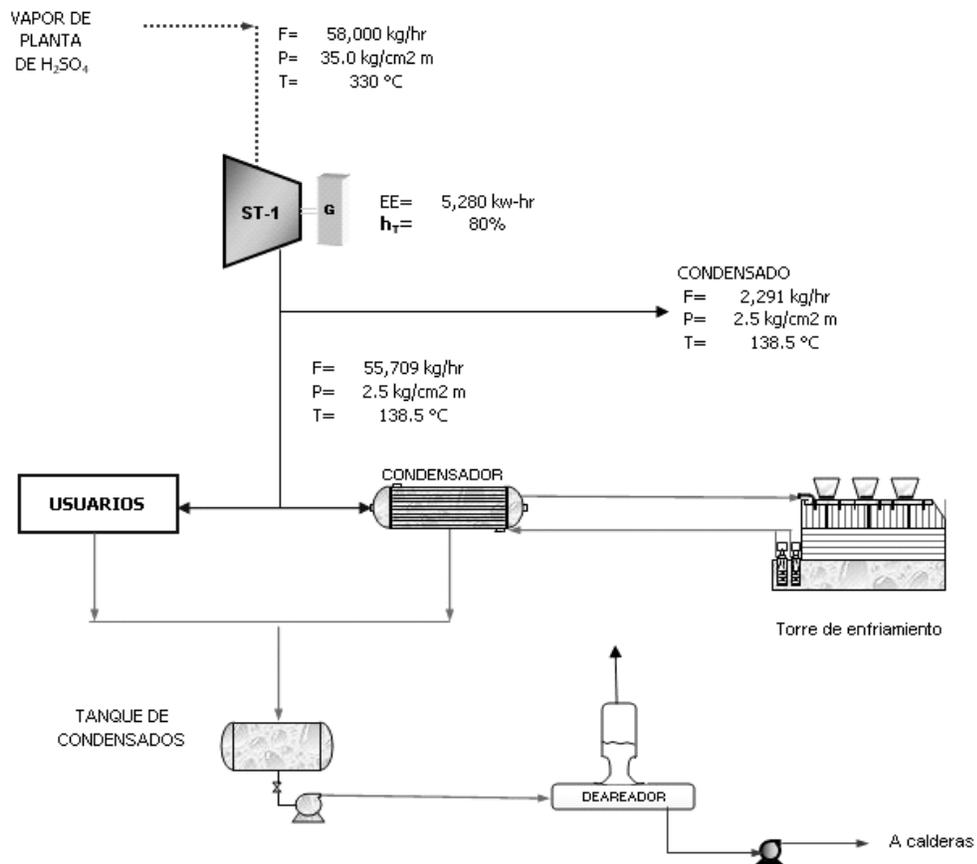


Figura 4.4: Diagrama de flujo del sistema de cogeneración – Integración de una Turbina de Vapor.

El diagrama de flujo para el sistema de cogeneración, se muestra en la Figura 4.5.

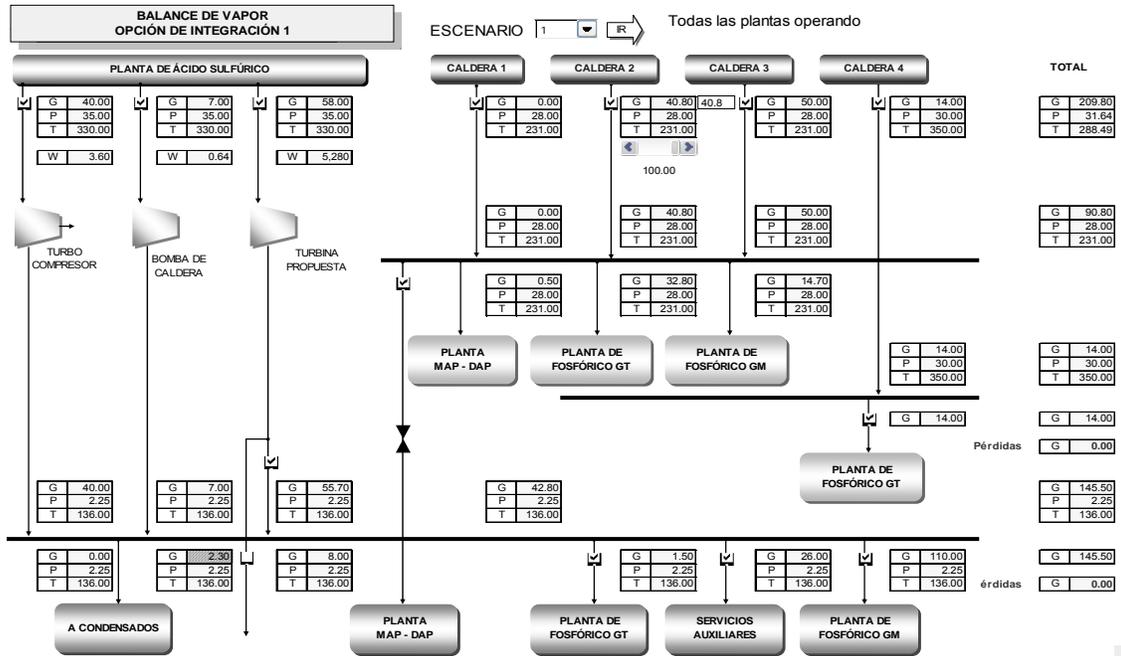


Figura 4.5: Balance de Vapor – Integración de una Turbina de Vapor.

El sistema de generación de vapor para esta opción quedaría como se describe en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Condiciones de operación – Integración de una Turbina de Vapor

Caldera	1	2	3	4
Presión (kg/cm ² _m)	28	28	28	30
Temperatura (°C)	231	231	231	350
Calidadvapor	Saturado	Saturado	Saturado	Sobrecalentado
Eficiencia (%) (*)	80%	80%	80%	80%
Capacidad (ton/hr)	0	40.8	50	14
Gas natural (Nm ³ /hr)	0	3,369	4,128	1,235
Carga térmica (MMBtu/hr)	0	114.2	139.9	41.9
Carga total (MMBtu/hr)	296.0			
Costo (USD/ton)	0.00	17.35	21.26	6.36

(*) Considerando 80% de eficiencia y la temperatura de alimentación del deaerador 105°C, para las calderas 1,2, y 3 y 141°C en la caldera 4. No se considera el vapor consumido en el deaerador, ni el consumo de energía eléctrica en el sistema

El detalle del cálculo para la Turbina de Vapor se presenta en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Datos de diseño – Integración de una Turbina de Vapor 1²³.

Turbina de expansión	
Tipo	A contrapresión
Número de etapas	4
Inlet size / Rating	8" / 600 #
Exhaust size / Rating	20" / 150 #
Generador	
Tipo	Synchronous generator
Características	3 Ph, 60 Hz, 1,800 RPM

La inversión requerida para esta opción, se desglosa en la Tabla 4.4:

Tabla 4.4: Inversión – Integración de una Turbina de Vapor.

Turbina de vapor ¹	1,860,000 USD
Tubería e instrumentación ²	1,000,000 USD
Construcción y arranque ³	1,000,000 USD
Otros ⁴	140,000 USD
TOTAL	4,000,000 USD

El incremento en el consumo de gas natural en la opción considerada se calcula en la Tabla 4.5.

²³ Turbina propuesta por *Tuthill Energy Systems*.

Tabla 4.5: Consumo de Gas Natural – Integración de una Turbina de Vapor.

Sin el proyecto		
Caldera 2	38 ton/hr	3,137.72 Nm ³ /hr
Caldera 3	48 ton/hr	3,963.72 Nm ³ /hr
Caldera 4	14 ton/hr	1,234.93 Nm ³ /hr
Total	100 ton/hr	8,336.37 Nm³/hr
282.5 MMBtu/hr		
Con el proyecto		
Caldera 2	40.8 ton/hr	3,369.00 Nm ³ /hr
Caldera 3	50 ton/hr	4,128.00 Nm ³ /hr
Caldera 4	14 ton/hr	1,235.00 Nm ³ /hr
Total	104.8 ton/hr	8,732.00 Nm³/hr
395.9 MMBtu/hr		
INCREMENTO		
Total	4.8 ton/hr	395.63 Nm³/hr
113.4 MMBtu/hr		

El balance energético para la turbina de vapor se describe en la Figura 4.6.

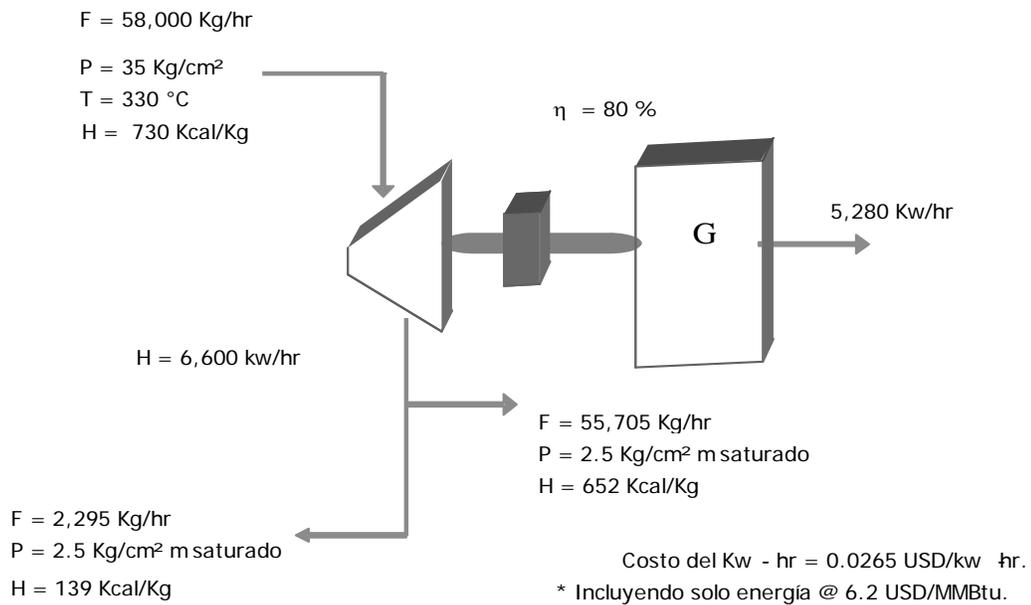


Figura 4.6: Balance de energía en la turbina – Integración de una Turbina de Vapor.

El costo de operación está integrado por costos fijos y variables. En el análisis financiero se desglosan los costos.

Tabla 4.6: Costos de Operación – Integración de una Turbina de Vapor.

Costos de operación	
Mantenimiento	171,600 USD/año
Respaldo de CFE	216,779 USD/año
Seguros 2% / Inversión	80,000 USD/año
Depreciación	400,000 USD/año
Costos totales	868,379 USD/año

Energía producida 5,280 kw-hr

- El costo de producción de un kw-hr, se detalla en la Tabla 4.7

Tabla 4.7: Costos de 1 kw/hr – Integración de una Turbina de Vapor.

Costo integrado	
Costo de operación	0.0208 USD/kw
Costo energético	0.0265 USD/kw
Costo total	0.0473 USD/kw

Para el análisis de rentabilidad se obtiene

Los resultados obtenidos del análisis financiero, se resumen en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Resumen, análisis financiero – Integración de una Turbina de Vapor.

Inversión	4,000,000 USD
Ahorros	3,010,867 USD/año
Energía eléctrica	
Escenario	10 años
TIR	29%
Payback	38 meses
VPN @ 15 %	2,003,394 USD

4.1.3 Integración de un ciclo combinado

Esta opción considera la integración de un ciclo combinado constituido de la siguiente manera:

- Turbina de gas.

- Recuperador de calor.
- Turbina de vapor.

Esta opción permite satisfacer el total de demanda de energía eléctrica y vapor de baja presión a la planta. Con esta opción es posible generar 18,844 kw-hr.

El balance de vapor para esta opción se muestra en la Figura 4.7.

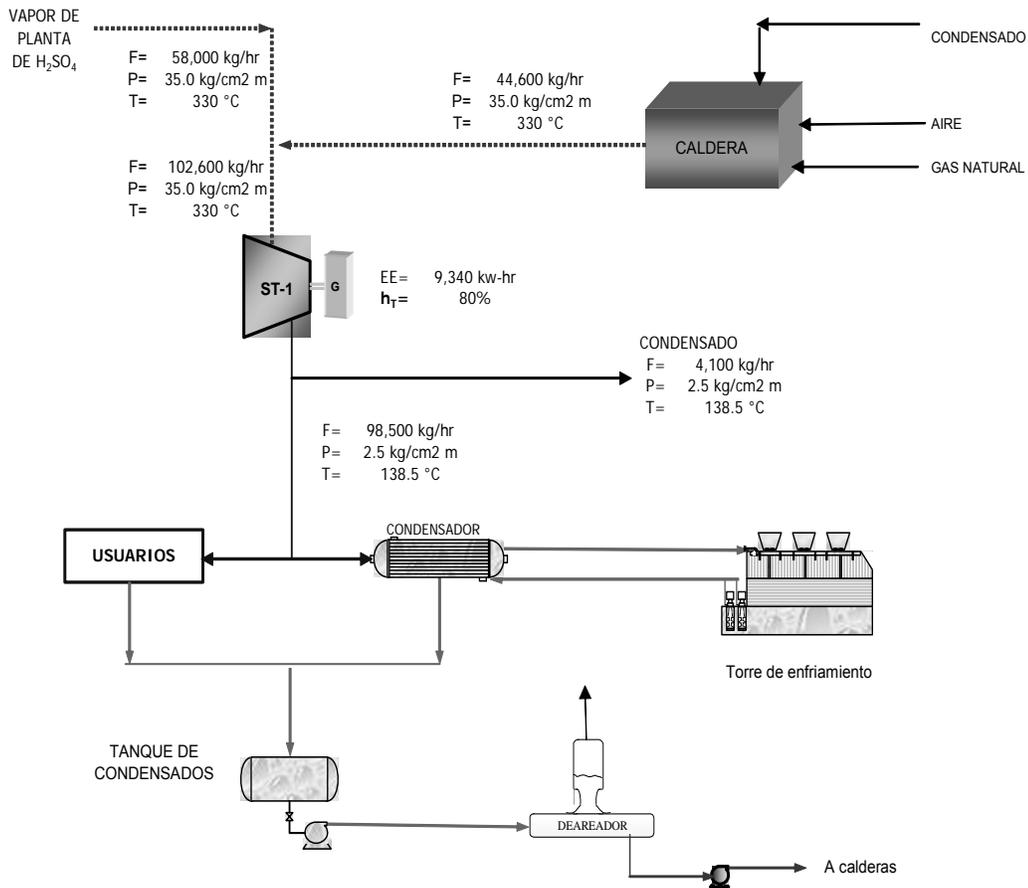


Figura 4.7: Diagrama de flujo del sistema de cogeneración – Ciclo combinado.

El diagrama de flujo para el sistema de cogeneración, se muestra en la Figura 4.8.

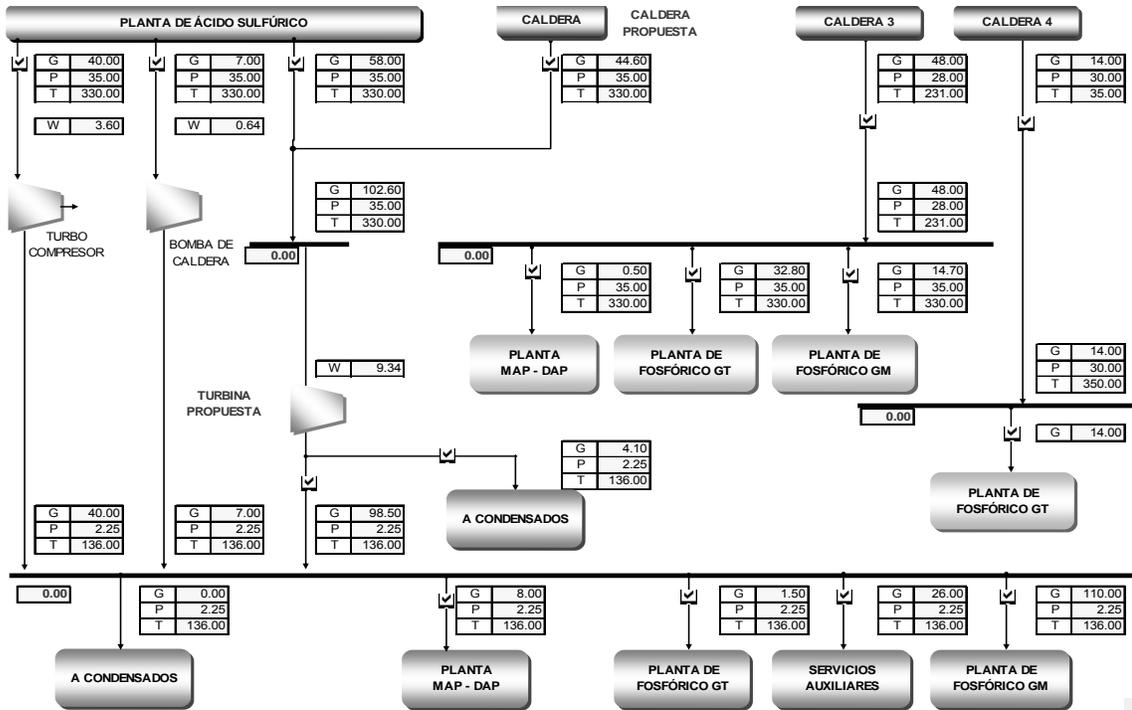


Figura 4.8: Balance de Vapor – Opción 2.

El sistema de generación de vapor para esta opción quedaría como se describe en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9: Condiciones de operación del sistema de generación de vapor – Ciclo combinado.

Caldera	NUEVA	3	4
Presión (kg/cm ² _m)	35	28	30
Temperatura (°C)	330	231	350
Calidad vapor	Sobrecalentado	Saturado	Sobrecalentado
Eficiencia (%) (*)	85%	80%	80%
Capacidad (ton/hr)	44.6	50	14
Gas natural (Nm ³ /hr)	3,614.21	4,128	1,235
Carga térmica (MMBtu/hr)	122.5	139.9	41.9
Carga total (MMBtu/hr)	298.7		
Costo (USD/ton)	17.03	17.35	18.5

(*) Considerando la temperatura de alimentación del deaerador a 105°C, para la caldera 3 y 141°C en la caldera 4 y en la nueva. No se considera el vapor consumido en el deaerador, ni el consumo de energía eléctrica en el sistema

En la Tabla 4.10, se resumen las condiciones de diseño de la caldera, y se dan las características de diseño de la turbina de vapor propuesta. Las condiciones típicas de operación se muestran en el balance de vapor, correspondiente a esta opción y en el diagrama del sistema de cogeneración.

Tabla 4.10: Datos de diseño – Caldera, Turbina de Vapor, Generador – Ciclo combinado.

Turbina de expansión	
Tipo	A contrapresión
Número de etapas	4
Inlet size / Rating	10" / 600 #
Exhaust size / Rating	24" / 150 #
Generador	
Tipo	Synchronous generator
Características	3 Ph, 60 Hz, 1,800 RPM
Caldera	
Flujo	44,600 kg/hr
Presión	35 kg/cm ² _m
Temperatura	330 °C
Eficiencia térmica	85%
Carga térmica	122.5 MMBtu/hr
Combustible	Gas natural
Costo del vapor	17.03 USD/ton
Condiciones al 80 % de eficiencia y alimentación a 141 °C	
Carga térmica	138.2 MMBtu/hr
Ahorro de gas natural	15.7 MMBtu/hr
Costo del vapor	19.22 USD/ton

La inversión requerida para esta opción, se desglosa en la Tabla 4.11:

Tabla 4.11: Inversión – – Ciclo combinado²⁴.

Turbina de vapor	2,520,000 USD
Caldera	1,500,000 USD
Tubería e instrumentación	1,200,000 USD
Construcción y arranque	1,500,000
Otros	280,000
TOTAL	7,000,000 USD

²⁴ Costos estimados en base a información recabada con distintos proveedores habituales de la empresa.

El incremento en el consumo de gas natural en la opción considerada se calcula en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12: Consumo de Gas Natural – Ciclo combinado.

Sin el proyecto		
Caldera 2	38 ton/hr	3,137.72 Nm ³ /hr
Caldera 3	48 ton/hr	3,963.72 Nm ³ /hr
Caldera 4	14 ton/hr	1,234.93 Nm ³ /hr
Total	100 ton/hr	8,336.37 Nm³/hr
282.5 MMBtu/hr		
Con el proyecto		
Caldera Nueva	40.8 ton/hr	3,614.21 Nm ³ /hr
Caldera 3	48 ton/hr	4,128.00 Nm ³ /hr
Caldera 4	14 ton/hr	1,235.00 Nm ³ /hr
Total	102.8 ton/hr	8,977.21 Nm³/hr
298.65 MMBtu/hr		
INCREMENTO		
Total	2.8 ton/hr	640.84 Nm³/hr
16.15 MMBtu/hr		

El balance energético para la turbina de vapor se describe en la Figura 4.9.

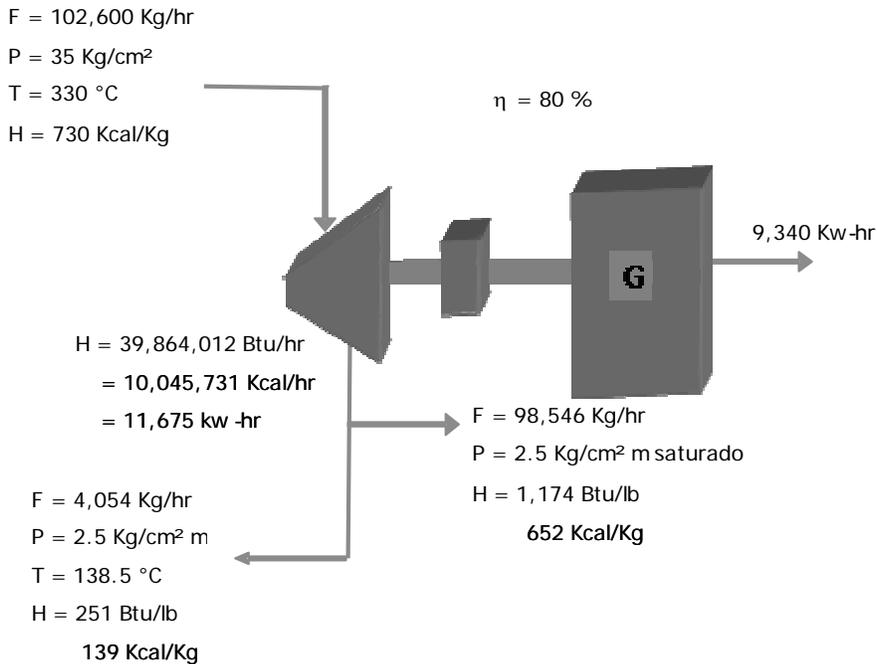


Figura 4.9: Balance de energía en la turbina.

El costo de operación está integrado por costos fijos y variables. En el análisis financiero se desglosan los costos.

Tabla 4.13: Costos de Operación – Ciclo combinado.

Costos de operación	
Mantenimiento	201,000 USD/año
Respaldo de CFE	369,864 USD/año
Seguros 2% / Inversión	140,000 USD/año
Depreciación	700,000 USD/año
Costos totales	1,410,864 USD/año
Energía producida	9,340 kw-hr
Costo de operación	0.0191 USD/kw

El costo de producción, está integrado por 2 fracciones, ya calculadas individualmente:

- Costo energético.
- Costos de operación.

Tabla 4.14: Costos de 1 kw/hr – Opción 1.

Costo integrado	
Costo de operación	0.0191 USD/kw
Costo energético	0.0265 USD/kw
Costo total	0.0456 USD/kw

Se presentan los resultados del análisis de rentabilidad para la opción considerada.

Tabla 4.15: Resumen, análisis financiero – Ciclo combinado.

Inversión	7,000,000 USD
Ahorros	
Energía eléctrica	5,326,042 USD/año
Escenario	10 años
TIR	33%
Payback	38 meses
VPN @ 15 %	4,598,233 USD

4.1.4 Análisis financieros de las propuestas de integración

Se detallan los análisis financieros correspondientes a la integración de una turbina de vapor, de un ciclo combinado y de una turbina de gas.

Análisis Financiero del Proyecto

Integración de Turbina de Vapor

INVERSION EN EQUIPO REQUERIDO

TURBINA DE VAPOR	
ACCESORIOS (TUBERIAS, INTERCONEX., ETC.)	
TRAMITES Y PERMISOS	
CONSTRUCCION, MONTAJE Y ARRANQUE	

\$ USD	MANTENIMIENTO \$ USD	
	%	TOTAL
\$ 1,860,000	6%	\$ 171,600
\$ 1,000,000		\$ -
\$ 140,000		\$ -
\$ 1,000,000	0%	\$ -
TOTAL		\$ 171,600

TIR	
VPN a 15%	
VPN a 20%	
PAYOUT MESES	

29%
\$2,003,394
\$1,055,017
38

AHORRO DE ENERGIA ELECTRICA

ENERGIA ELECTRICA (KW)	5,280
------------------------	-------

\$ USD	
\$ 3,010,867	0.072 USD/kw-hr
TOTAL \$ 3,010,867	

COSTOS

ENERGIA ELECTRICA (KW)	5,474
GAS NATURAL (MMBTU/hr)	12.5

\$ USD	
\$ 216,779	0.005 USD/kw-hr
\$ 613,800	6.2 USD/MMBTU
TOTAL \$ 830,579	

ANALISIS DEL FLUJO DE EFECTIVO

CONCEPTOS DATOS EN \$ USD	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
AHORROS BRUTOS		\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867	\$ 3,010,867
COSTOS:											
Mantenimiento		-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600	-\$ 171,600
Respaldo		-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779	-\$ 216,779
Gas Natural		-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800	-\$ 613,800
Seguros 2% s/inv		-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000	-\$ 80,000
Depreciación		-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000	-\$ 400,000
TOTAL COSTOS		-\$ 1,482,179									
Ahorros Antes ISR/P		\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689	\$ 1,528,689
ISR y PTU	44%	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623	-\$ 672,623
AHORROS NETOS		\$ 856,066									
FLUJO DE EFECTIVO											
Ahorros netos		\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066	\$ 856,066
Depreciación		\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000	\$ 400,000
Erogaciones		-\$ 4,000,000									
Flujo neto		-\$ 4,000,000	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066	\$ 1,256,066
Flujo acumulado		-\$ 4,000,000	-\$ 2,743,934	-\$ 1,487,869	-\$ 231,803	\$ 1,024,262	\$ 2,280,328	\$ 3,536,394	\$ 4,792,459	\$ 6,048,525	\$ 7,304,590
		0	-	-	-	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2

Figura 4.10: Análisis financiero de la integración de una turbina de vapor.

Análisis Financiero del Proyecto

Integración de Ciclo Combinado

INVERSION EN EQUIPO REQUERIDO		\$ USD	MANTENIMIENTO \$ USD				TIR		21%	
			%	TOTAL			VPN a	15%	\$2,781,216	
TURBINA DE GAS		\$ 3,250,000	5%	\$ 162,500			VPN a	20%	\$271,393	
TURBINA DE VAPOR		\$ 2,520,000	5%	\$ 126,000			PAYOUT	MESES	49	
RECUPERADOR DE CALOR		\$ 3,000,000	5%	\$ 150,000						
ACCESORIOS (TUBERIAS, INTERCONEX., ETC.)		\$ 1,500,000		\$ -						
OTROS		\$ 480,000		\$ -						
INTEGRACION DE LA TURBINA DE VAPOR		\$ 3,500,000	0%	\$ -						
TOTAL		\$ 14,250,000		\$ 438,500						

AHORRO DE ENERGIA ELECTRICA		\$ USD		
ENERGIA ELECTRICA (KW)	15,475	\$ 8,824,543	0.072 USD/kw-hr	
TOTAL		\$ 8,824,543		

COSTOS		\$ USD		
RESPALDO (KW)	15,475	\$ 612,815	0.005 USD/kw-hr	
GAS NATURAL (Nm ³ /hr)	1,442	\$ 2,399,603	6.2 USD/MMBTU	
TOTAL		\$ 3,012,419		

ANALISIS DEL FLUJO DE EFECTIVO

CONCEPTOS DATOS EN \$ USD	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
AHORROS BRUTOS		\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543	\$ 8,824,543
COSTOS:											
Fijos:											
Mantenimiento		-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500	-\$ 438,500
Gas Natural		-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603	-\$ 2,399,603
Respaldo		-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815	-\$ 612,815
Seguros 2% s/inv		-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000	-\$ 285,000
Depreciación		-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000	-\$ 1,425,000
TOTAL COSTOS		-\$ 5,160,919									
Ahorros Antes ISR/P		\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624	\$ 3,663,624
ISR y PTU		-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994	-\$ 1,611,994
AHORROS NETOS		\$ 2,051,629									
FLUJO DE EFECTIVO											
Ahorros netos		\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629	\$ 2,051,629
Depreciación		\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000	\$ 1,425,000
Erogaciones		-\$ 14,250,000									
Flujo neto		-\$ 14,250,000	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629	\$ 3,476,629
Flujo acumulado		-\$ 14,250,000	10,773,371	7,296,741	3,820,112	343,483	3,133,147	6,609,776	10,086,405	13,563,035	17,039,664
		0	-	-	-	-	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1

Figura 4.11: Análisis financiero de la integración de un ciclo combinado.

ANÁLISIS FINANCIERO DE PROYECTOS

Integración de turbina de gas

INVERSION EN EQUIPO REQUERIDO		\$ USD	MANTENIMIENTO \$ USD		TIR	34%
			%	TOTAL	VPN a	\$7,511,384
TURBINA DE GAS		\$ 5,125,000	5%	\$ 200,000	VPN a	\$4,518,089
RECUPERADOR DE CALOR		\$ 1,500,000	1%	\$ 15,000	PAYOUT	34
EQUIPO PERIFERICO (COMPRESOR DE GAS)		\$ 1,300,000				
ACCESORIOS (TUBERIAS, INTERCONEX., ETC.)	5%	\$ 1,500,000		\$ -		
OTROS		\$ 340,000				
INSTALACION DE EQUIPOS		\$ 1,250,000	0%	\$ -		
TOTAL		\$ 11,015,000		\$ 200,000		

AHORRO DE ENERGIA ELECTRICA		\$ USD	
ENERGIA ELECTRICA (KW)	14,784	\$ 8,430,428	0.072 USD/kw-hr
TOTAL		\$ 8,430,428	

COSTOS DE ENERGIA ELECTRICA			
RESPALDO (KW)	14,784	\$ 585,446	0.005 USD/kw-hr
GAS NATURAL (Nm ³ /hr)	1,218	\$ 2,026,849	6.2 USD/MMBTU
TOTAL		\$ 2,612,296	

CONCEPTOS DATOS EN \$ USD	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
AHORROS BRUTOS		\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428	\$ 8,430,428
COSTOS:											
Liquidaciones		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Variables		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Fijos:											
Mantenimiento		-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000	-\$ 200,000
Energía eléctrica		-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296	-\$ 2,612,296
Seguros		-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300	-\$ 220,300
Depreciación		-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500	-\$ 1,101,500
TOTAL COSTOS		-\$ 4,134,096									
Ahorros Antes ISR/P		\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332	\$ 4,296,332
ISR y PTU		-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753	-\$ 1,460,753
AHORROS NETOS		\$ 2,835,579	\$ 2,405,946								
FLUJO DE EFECTIVO											
Ahorros netos		\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,835,579	\$ 2,405,946
Depreciación		\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500	\$ 1,101,500
Erogaciones	-\$ 11,015,000										
Flujo neto	-\$ 11,015,000	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,937,079	\$ 3,507,446
Flujo acumulado	-\$ 11,015,000	-\$ 7,077,921	-\$ 3,140,841	\$ 796,238	\$ 4,733,317	\$ 8,670,397	\$ 12,607,476	\$ 16,544,555	\$ 20,481,635	\$ 24,418,714	\$ 27,926,160
		0	-	-	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8

Figura 4.12: Análisis financiero de la integración de una turbina de gas.

4.1.5 Conclusiones generales de las Propuestas de Cogeneración

Como se ha visto la tendencia mundial para instalaciones industriales de mediana y gran capacidad es el establecimiento de sistemas de cogeneración basados en turbinas de gas. La posibilidad de ampliar la producción eléctrica integrando una turbina de gas en ciclo superior es clara en cuanto a los análisis económicos que se desprenden del ciclo combinado.

Por otro lado, la política empresarial que ha adoptado la administración ha sido la de autoabastecerse en el tema energético, puesto los costos generales de funcionamiento de la empresa así lo recomiendo, siendo la organización, infraestructura y disponibilidad de medios materiales, financieros y humanos excelente.

Cabe mencionar, que si bien es altamente rentable una autarquía energética, la opción no es para nada recomendable desde el punto de vista estratégico. Debe mantenerse activo el contrato con la Comisión Federal de Electricidad (que establece cuotas mínimas de suministro energético) para contrarrestar los posibles peligros de un fallo del sistema de cogeneración, recurriéndose en tal caso al suministro de la paraestatal para mantener la planta en funcionamiento y no tener que detener las labores ante fallos imprevistos o recomendados por las medidas de seguridad de operación de la turbina.

El punto de operación que se está escogiendo es el de priorizar la generación e de energía eléctrica. Durante la auditoria energética ya fue observado que mayoritariamente el consumo eléctrico está en los motores, siendo la producción de calor un elemento que se deja a cargo de la planta de Ácido Sulfúrico.

La integración únicamente de un ciclo Brayton brinda la posibilidad además de desarrollar nuevas alternativas al quedar liberado el vapor para la disponibilidad de la planta, pudiéndose acometer el proyecto de completar el ciclo superior por medio de un ciclo inferior Rankine agregando una turbina de Vapor al proceso de generación de Potencia para la planta.

Dado que los consumos de vapor se encuentran supeditados a los procesos de producción de la planta, el vapor excedente de una posible ampliación de la

planta de Sulfúrico puede dedicarse a este propósito. Esta posible ampliación, además, aumentaría en forma natural los requerimientos de potencia energética, con lo cual la demanda de electricidad habría que satisfacerla ampliando la capacidad generadora.

En caso de crearse una generación de potencia con superhabit, siempre existe la posibilidad de colocar este excedente de electricidad a precios de mercado en la red de la Comisión Federal de Electricidad. Los análisis de eficiencia general de la planta demuestran que se trata de un complejo con una alta rentabilidad que opera a bajos costos y generando un gran valor agregado a sus productos. Por lo cual se supone que esa tendencia se mantenga en cuanto a la producción y posible venta de energía eléctrica.

Por lo expuesto en este punto, la conclusión y recomendación hecha por el maestrante consistió en considerar la integración de una turbina de gas de gran potencia para satisfacer el suministro energético de la planta.

4.2 Selección de la Turbina de Gas

4.2.1 Introducción

Una vez que se ha decidido por el sistema de cogeneración con turbina de gas, se expone la metodología empleada [30,32] para el análisis y selección de la turbina. Se desarrolla un modelo termodinámico para reproducir el desempeño de turbinas de gas comerciales en condiciones ISO y en las condiciones locales donde se opera. Una vez integrada la turbina de gas, se analiza la operación bajo diferentes escenarios de producción de calor y potencia. Se demuestra que el sistema integrado más eficiente, es aquel que proporciona la potencia requerida por el proceso y que minimiza las pérdidas al ambiente.

4.2.2 Integración térmica del sistema

El primer paso para realizar la integración térmica de los gases de escape de una turbina es definir la manera en que se utilizará esta energía, ya sea mediante el uso directo del calor de los gases sobre las corrientes de proceso, el calentamiento

de un fluido térmico o la generación de vapor a una o varias presiones. Esta elección, en algunos casos, se determina por el proceso (vapor para evaporadores o reactores) o se restringe por el arreglo de la planta (los gases de escape son difícilmente transportables); sin embargo, para los casos en donde se pueden considerar varias opciones de calentamiento, resulta necesario evaluar diferentes modelos de turbinas de gas para cada esquema de integración. En este caso, el diseño del sistema de cogeneración deberá ser capaz de satisfacer las necesidades de calentamiento, tanto en cantidad como en niveles de temperatura requeridos.

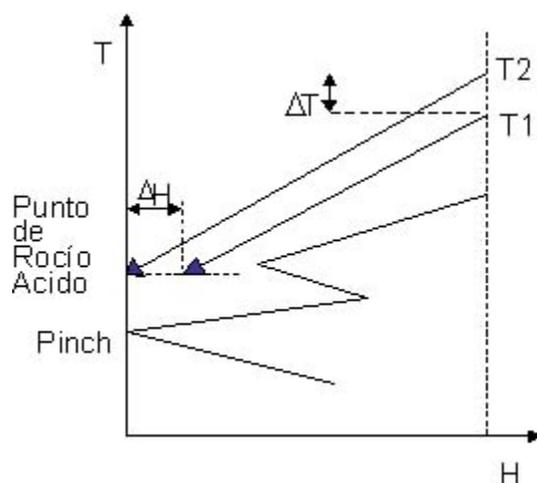


Figura 4-13: Perfil de temperatura de los gases de escape en el quemador

La Figura 4-13 muestra la integración del perfil de enfriamiento de los gases calientes de escape con la Gran Curva Compuesta. En este caso los gases calientes se utilizan directamente para calentar las corrientes de proceso. Este tipo de aplicación está limitada por la temperatura de rocío ácido de los gases, es decir, la temperatura a la cual se puede presentar la condensación de los componentes que originan problemas de corrosión en las superficies de transferencia de calor. Una vez fijada esta temperatura, se estima la cantidad máxima de calor recuperable de los gases, debiendo ser ésta mayor a los requerimientos del proceso, de no ser así, debe seleccionarse otro modelo de turbina o debe utilizarse un quemador suplementario para elevar la temperatura de los gases de escape hasta un valor que permita satisfacer estos requerimientos. Por ejemplo, de T1 a T2 en la Figura 4-13.

Un concepto que puede ser importante para analizar diferentes alternativas de turbinas de gas es la definición del punto de control, es decir, el punto que define la pendiente máxima (o bien el flujo mínimo de gases) que requiere la turbina para realizar el calentamiento sin presentarse un cruce de temperaturas con la Gran Curva Compuesta (Polley y Sarabchi, 2000). Este punto puede ser el Pinch o el punto de rocío ácido como se observa en la Figura 4-14. Los perfiles de enfriamiento para dos diferentes turbinas se muestran en la Figura 4-14, en donde se aprecia que las turbinas que generan menor flujo de gases de escape (turbina 1) presentan perfiles que reducen las pérdidas de calor al ambiente.

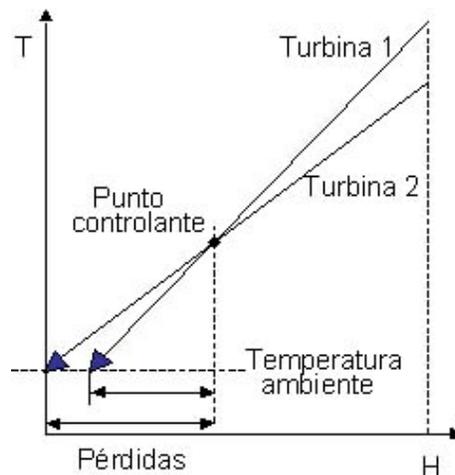


Figura 4-14: Perfiles de temperatura de los gases de escape para dos diferentes turbinas de gas

Para el caso de generación de vapor mediante intercambio indirecto de calor con los gases calientes, Figura 4-15 muestra el perfil de temperaturas que se presenta cuando éste se produce a dos diferentes niveles de presión, los cuales en ocasiones están determinados por el proceso o bien deben definirse cuidadosamente para minimizar los requerimientos de área de transferencia de calor en las calderas y evitar cruces de temperaturas con el perfil de los gases.

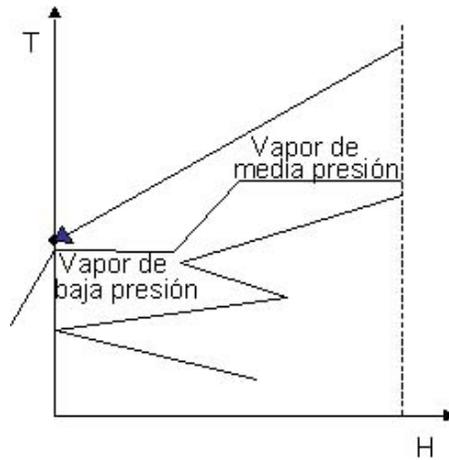


Figura 4-15: Perfiles de temperatura de los gases de escape y vapor

4.3 Modelo termodinámico del sistema

La evaluación de la potencia producida por una turbina de gas se realiza mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$W_{Te} = C_p * T_1 * \left[\eta_T \left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(1 - \frac{1}{r_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{1}{\eta_C} \left(r_C^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (4-1)$$

y la temperatura de los gases de escape de la turbina (T_4) está dada por:

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4s}) \quad (4-2)$$

$$T_{4s} = T_3 * \left(\frac{1}{r_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (4-3)$$

Las eficiencias termodinámicas real e ideal de la turbina de gas, considerándola como una máquina térmica, están dadas por:

$$\eta_{MTreal} = \frac{W_{Te}}{Q_F} = \frac{Q_F - Q_S}{Q_F} = 1 - \frac{Q_S}{Q_F} \quad (4-4)$$

$$\eta_{MTideal} = 1 - \frac{T_S}{T_F}$$

$$\eta_{MTideal} \geq \eta_{MTrea}$$

4.3.1 Tamaño y comportamiento de las turbinas de gas

Existe actualmente una gama muy amplia de tamaños de turbinas de gas desde capacidades muy discretas a muy grandes como se muestra más adelante. Entre los datos básicos requeridos para el diseño del ciclo pueden mencionarse:

- Características de la carga y consumo de combustible.
- Temperatura de gases de escape.
- Estudio de condiciones de servicio fuera de diseño original.
- Efectos de la presión de escape en la generación y en la temperatura de salida.

La cantidad de vapor que puede generarse en una caldera de recuperación no expuesta a fuego o con combustión suplementaria puede, en forma gruesa, estimarse en la forma siguiente:

$$W_v = \frac{W_g \text{ Cp } (T_1 - T_3) e L f}{h_{sc} - h_{sat}} \quad (4-5)$$

donde:

W_v : flujo de vapor generado

W_g : flujo de gases de escape a caldera de recuperación

C_p : calor específico de productos de combustión

T_1 : temperatura del gas después de quemadores (si se aplica)

T_3 : temperatura de vapor en el domo

e : efectividad del generador de vapor de recuperación

L : factor para tomar en cuenta radiación y otras pérdidas

F : factor de combustible 1.0 para combustóleo, 1.015 para gas

h_{sc} : entalpía de vapor sobrecalentado

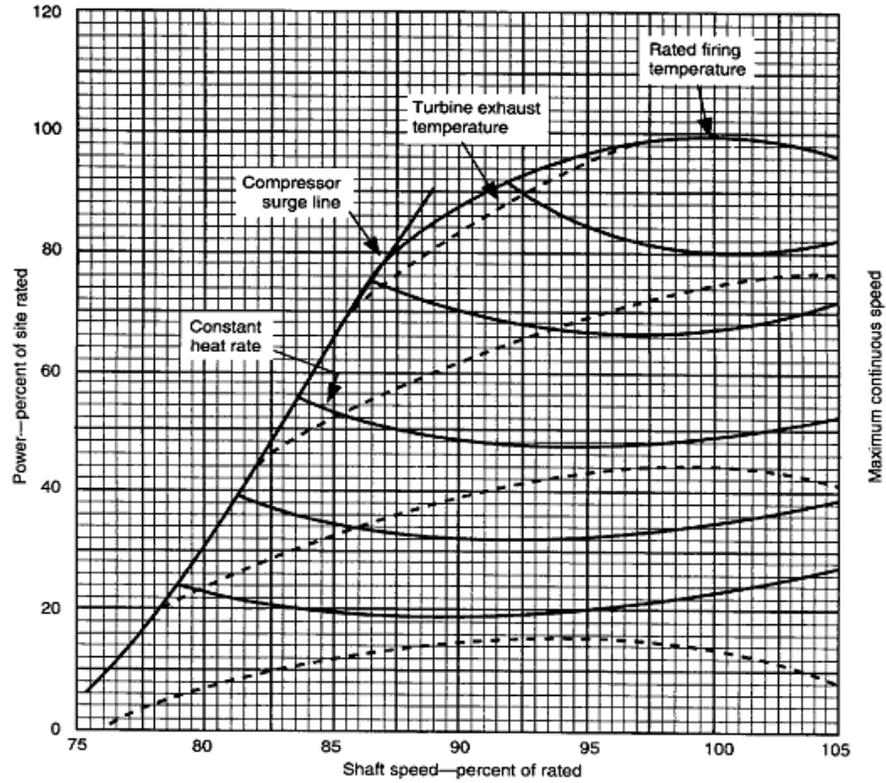
h_{sat} : entalpía del líquido saturado en el domo de la caldera

4.3.2 Análisis

Si bien se recibieron distintas ofertas de fabricantes de turbinas de gas, se sabía de antemano que la selección final debía realizarse de acuerdo a los precios que ofertara un fabricante en particular, así como a consideraciones financieras en cuanto a plazos de amortización y créditos extendidos, que hicieran sumamente viable y favorable a los intereses empresariales y comerciales para Innophos la adquisición de una marca de turbina de gas en particular. Otro factor importante para la toma de decisión de la turbina de gas, fue el fuerte vínculo comercial y empresarial entre Innophos y el fabricante seleccionado.

Sin embargo, el fabricante seleccionado posee una notable variedad de modelos a diferentes capacidades. El maestrante participó activamente en la selección del modelo más adecuado. El programa que se implementó para seleccionar la turbina de gas para el proyecto de cogeneración se detalla en la Figura 4-18. Este programa evalúa el desempeño que es posible esperar para las turbinas que se tomaron en consideración, basándose en la variación de las temperaturas de escape de los gases, dado que se consideró es el factor que más iba a influir en cuanto a la potencia generada.

La norma API 616 menciona la forma en que las empresas deben suministrar los datos operativos de las turbinas. A tales efectos presenta la forma en que deben ser evaluadas las turbinas de gas en cuanto a su desempeño. Estas curvas se muestran en la Figura 4-16.



Note: Rated site conditions are as follows: inlet pressure loss (in water), exhaust pressure loss (in water), inlet air temperature (in °F), and atmospheric pressure (in pounds per square inch absolute).

Figure 2—Performance Curves for a Single Shaft Gas Turbine

Figura 4-16: Curvas de desempeño para turbinas de gas de un solo eje

Para poder realizar la simulación basados en esta clase de información, se recurrió a un software de uso libre, llamado Tracer²⁵ el cual permite en forma manual o semiautomática realizar un levantamiento de los puntos de una curva. El empleo de este software se muestra en la Figura 4-17.

²⁵ Programa Tracer, disponible en <http://www.geocities.com/karolewski/index.htm>.

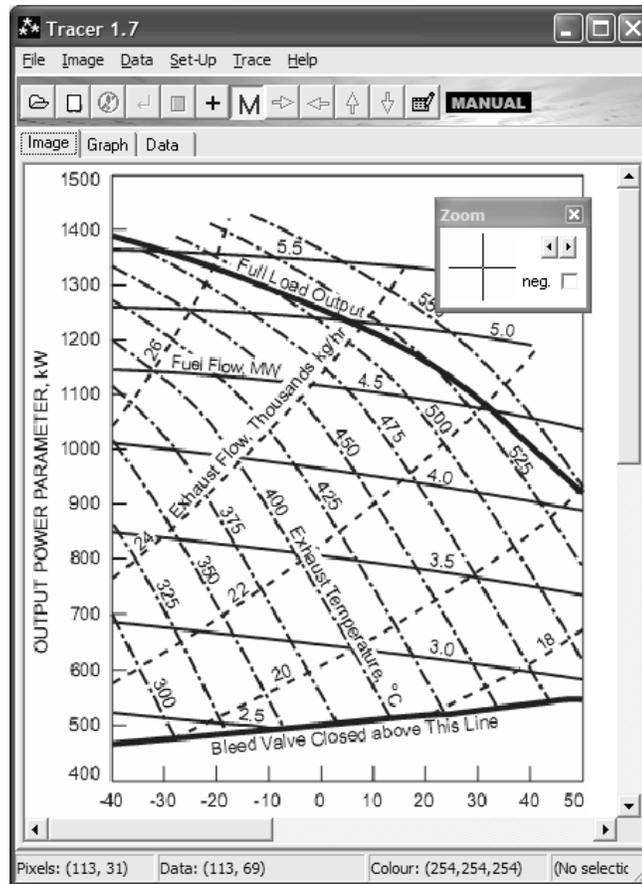


Figura 4-17: Empleo del programa Tracer para la digitalización de las curvas

Una vez que se obtuvieron los puntos de la curva, se recurrió al auxilio de otro programa, en este caso Mathcad para obtener relaciones funcionales con las cuales poder realizar las simulaciones requeridas.

Datos de la Digitalización de los gráficos mediante Tracer

curve1 :=

	0	1
0	-40.43	266.67
1	-33.19	279.37

curve_top :=

	0	1
0	-40.43	1390.48
1	-31.06	1387.3

Regresión e interpolación de las curvas

temp := -40, -39.. 120

$$vs1 := \text{regress}(\text{curve1}^{\langle 0 \rangle}, \text{curve1}^{\langle 1 \rangle}, 2)$$

$$F1(s) := \text{interp}(vs1, \text{curve1}^{\langle 0 \rangle}, \text{curve1}^{\langle 1 \rangle}, s)$$

$$vs_{\text{top}} := \text{regress}(\text{curve}_{\text{top}}^{\langle 0 \rangle}, \text{curve}_{\text{top}}^{\langle 1 \rangle}, 2)$$

$$F_{\text{top}}(s) := \text{interp}(vs_{\text{top}}, \text{curve}_{\text{top}}^{\langle 0 \rangle}, \text{curve}_{\text{top}}^{\langle 1 \rangle}, s)$$

Gráficos obtenidos

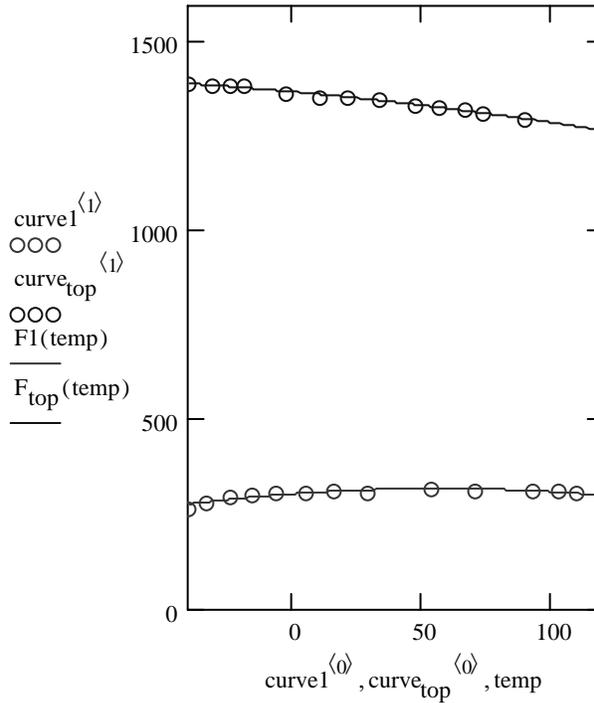


Figura 4-18: Hoja de cálculo de Mathcad empleada para la obtención de relaciones funcionales a partir de las tablas de datos.

Finalmente se pudieron analizar los rendimientos que se podrían esperar de los diferentes modelos de turbinas de acuerdo a las premisas planteadas, es decir,

prestando mucha atención a la temperatura de los gases de salida requeridos por las necesidades de la planta.

4.3.3 Conclusiones

Se elaboraron distintos estimativos de acuerdo a los datos suministrados por los fabricantes de turbinas a fin de evaluar el desempeño en las condiciones de la planta de las turbinas de gas propuestas. Para estar seguro de que los puntos de operaciones se correspondían efectivamente al ciclo en estudio, se diseñó la herramienta que se muestra en la Figura 4-19 a fin de poder localizar los puntos de operación obtenidos en el diagrama T-s del ciclo Brayton.

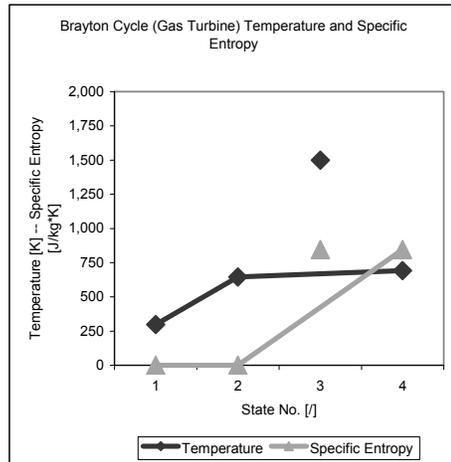
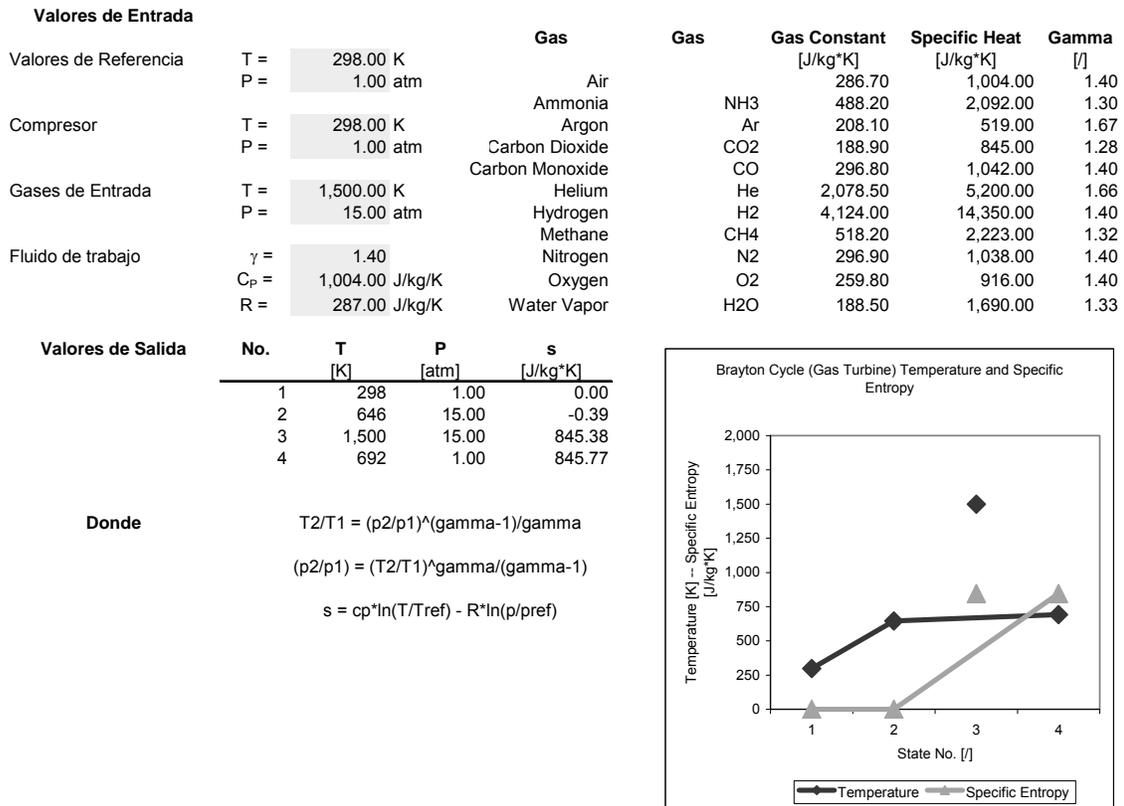


Figura 4-19: Hoja de cálculo de Excel donde se ubican los puntos fundamentales del ciclo Brayton de la turbina de estudio

La conclusión fundamental de esta etapa es que finalmente se optó por una turbina Titan 130 CED de un solo eje.

4.4 Detalles de la turbina seleccionada

El siguiente material se obtiene de las hojas de datos suministradas por el fabricante.

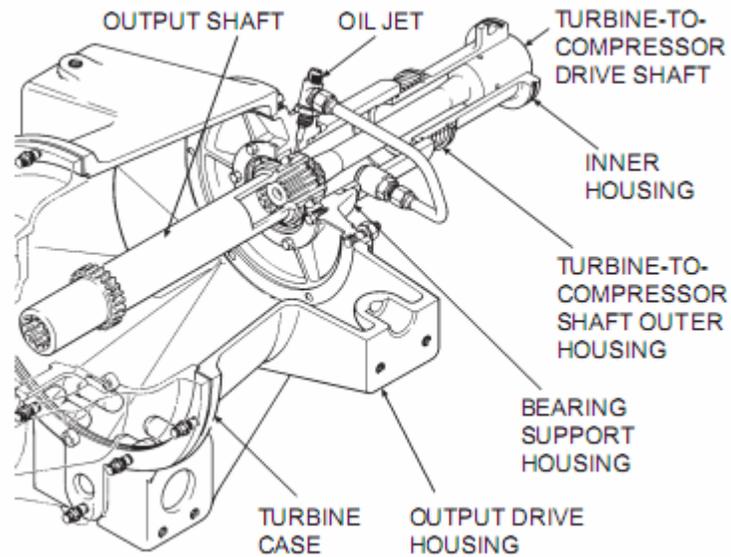


Figura 4.20: Dispositivo de ensamble.

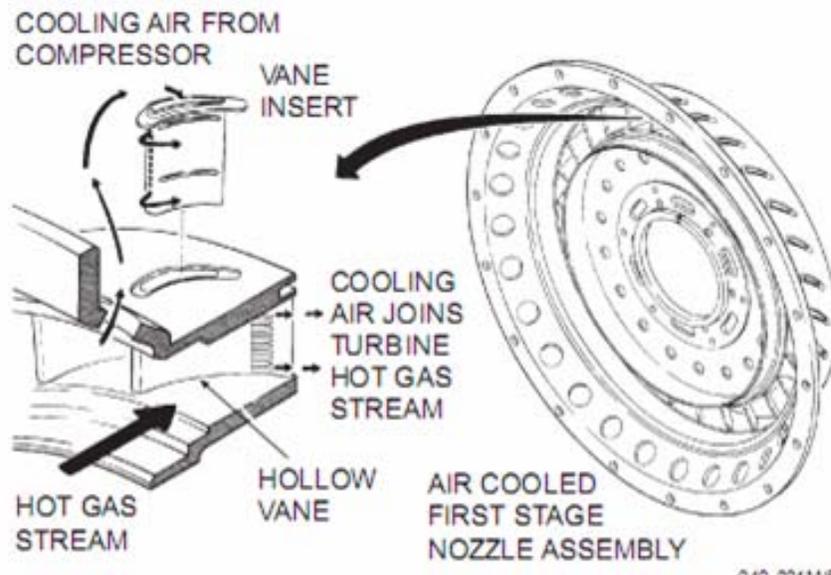


Figura 4.21: Primera etapa del enfriador de aire.

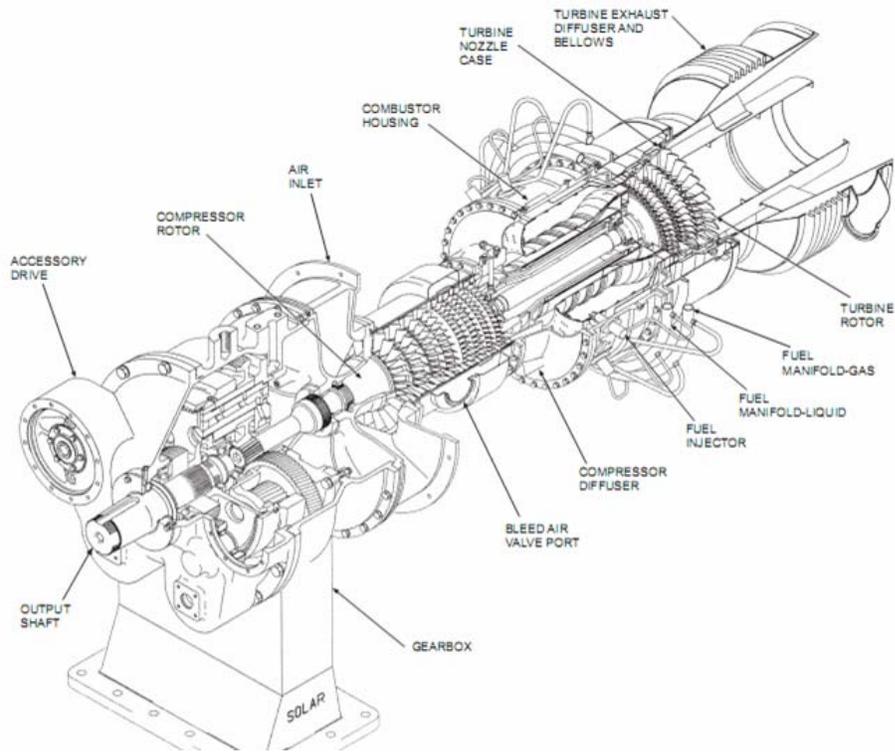
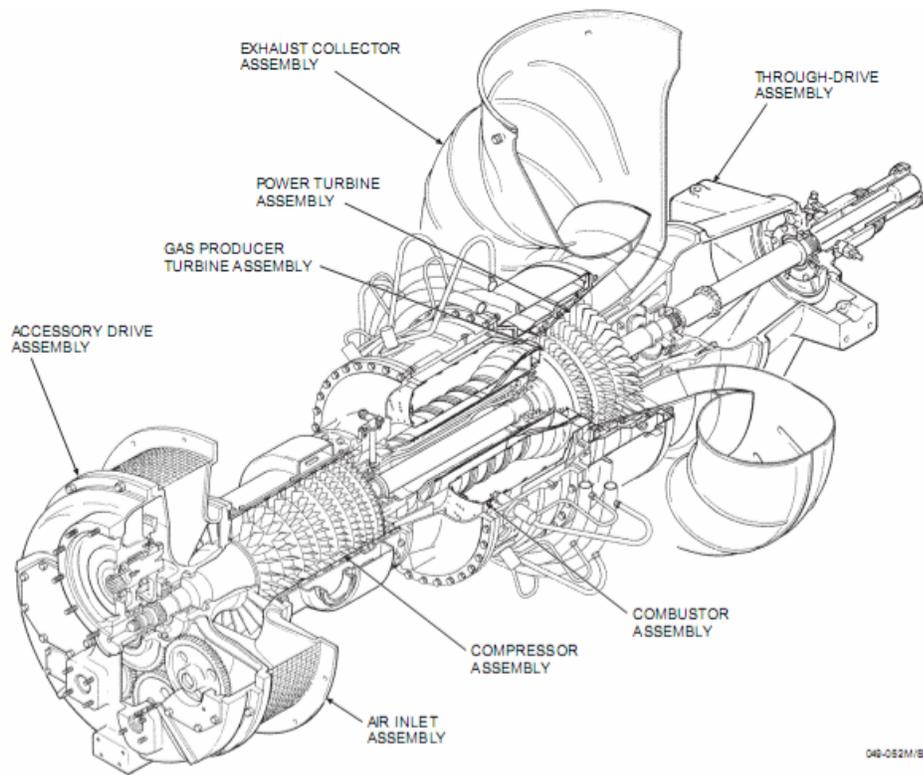


Figura 4.22: Esquema y corte de la turbina.



040-052M/B

Figura 4.23: Detalle de la turbina.

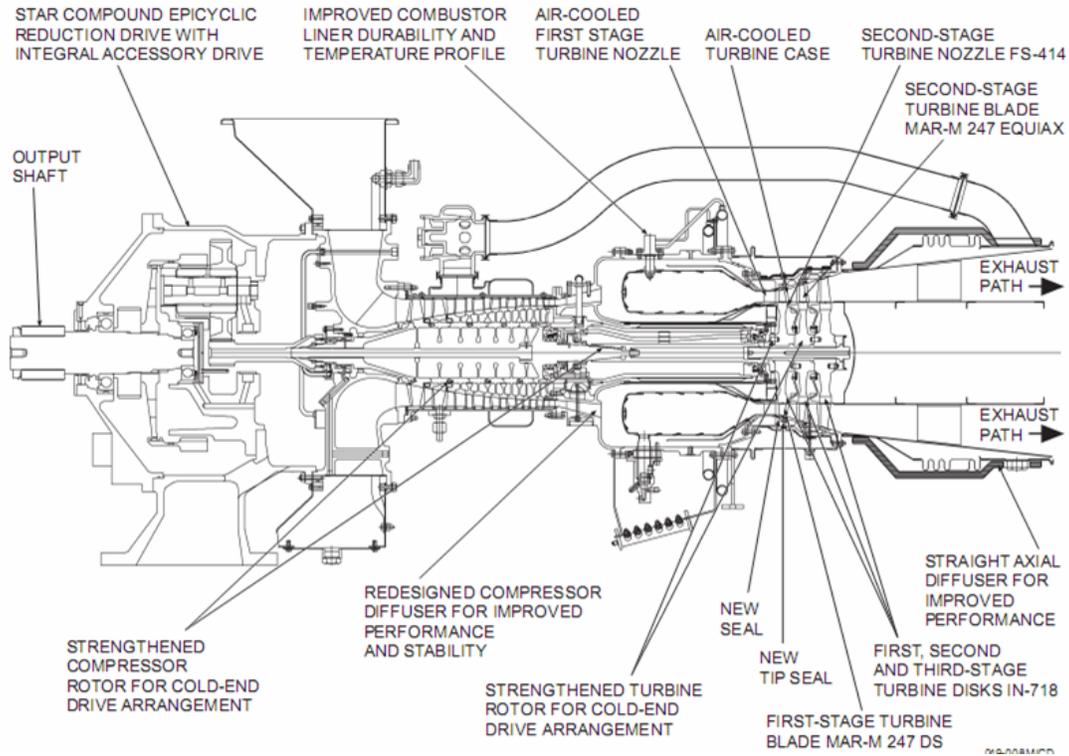


Figura 4.24: Esquema del corte lateral de la turbina.

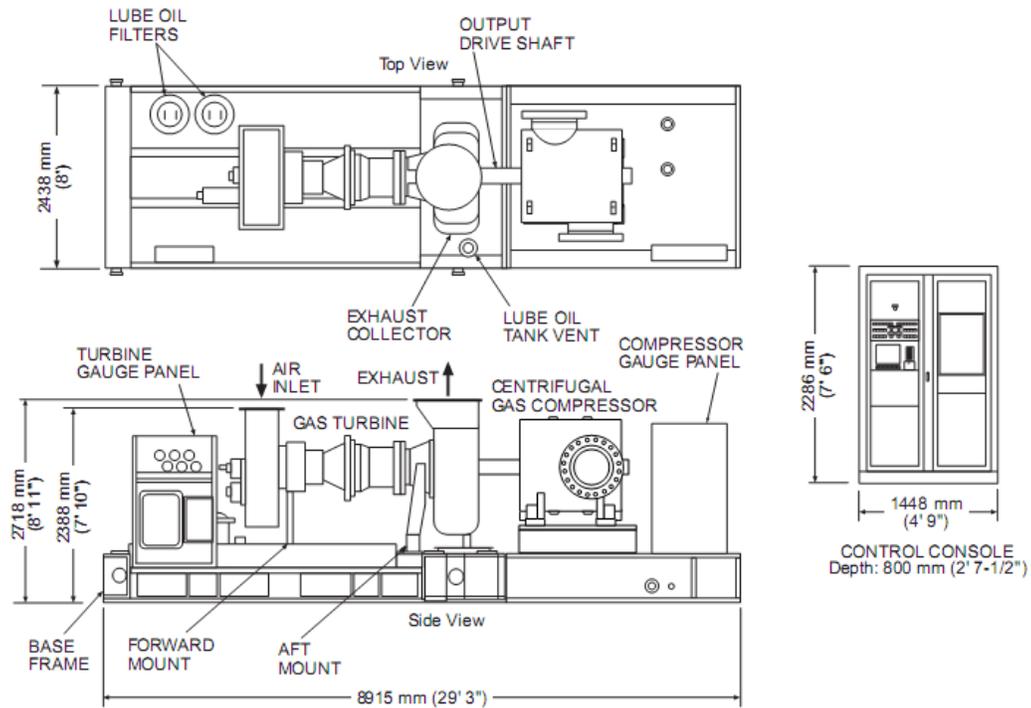


Figura 4.25: Esquema de montaje típico.

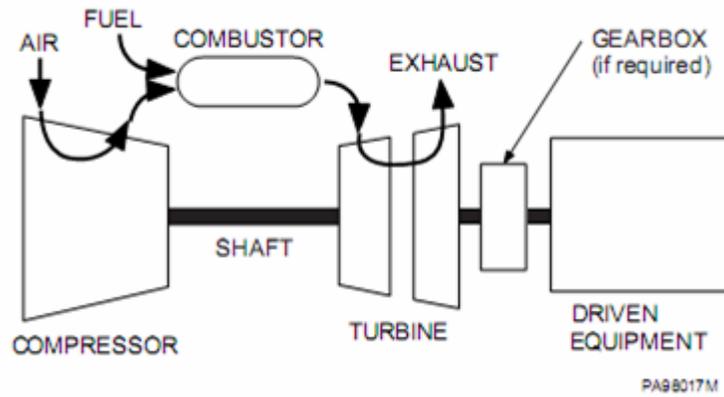


Figura 4.26: Conexión típica.

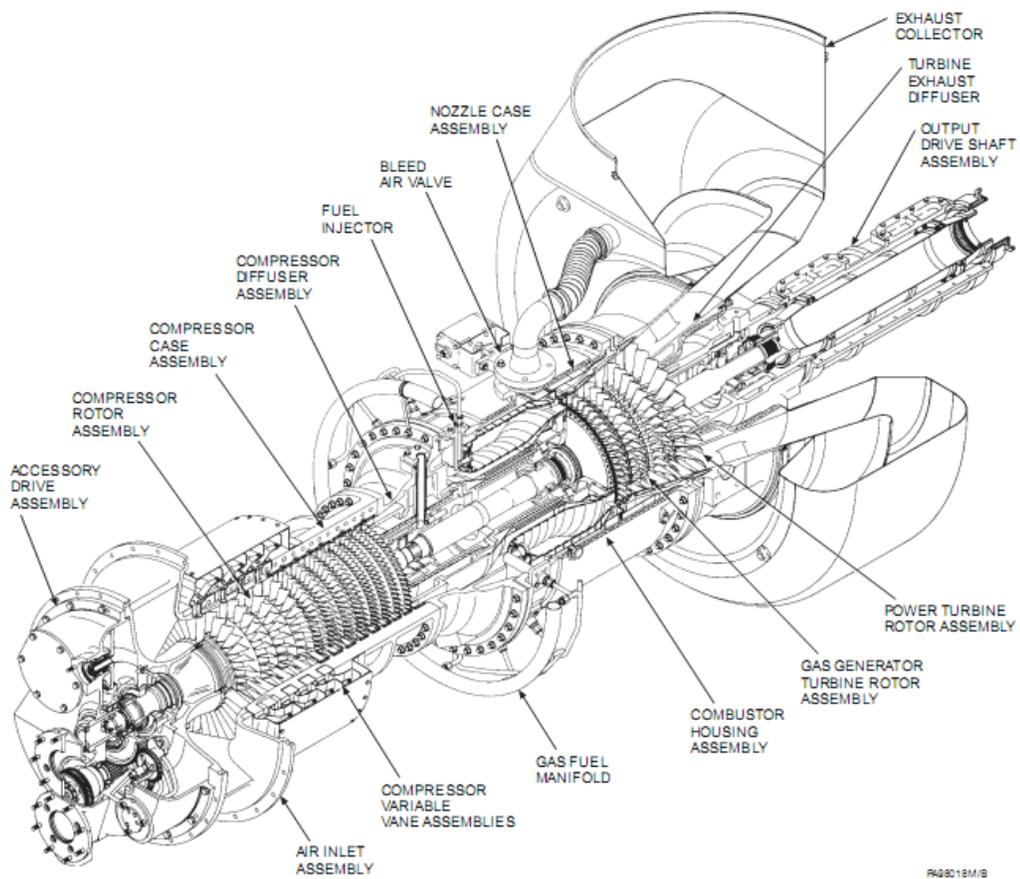


Figura 4.27: Esquema de la turbina.

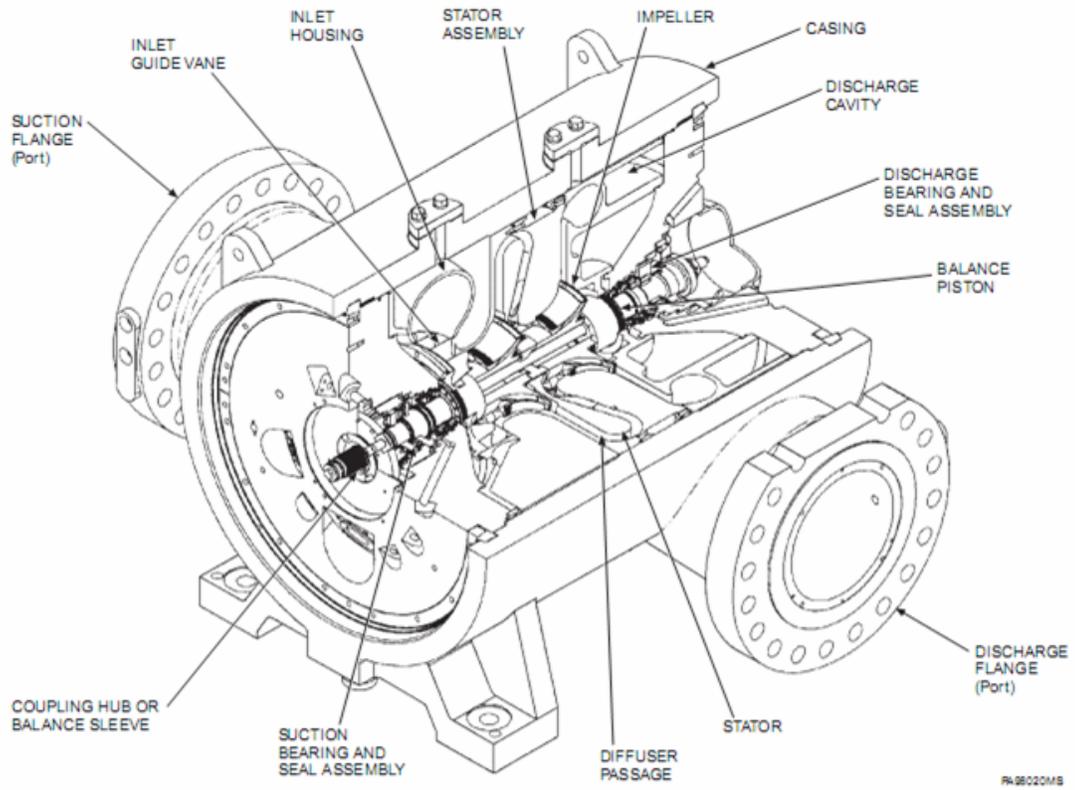


Figura 4.28: Corte típico del compresor de la turbina.

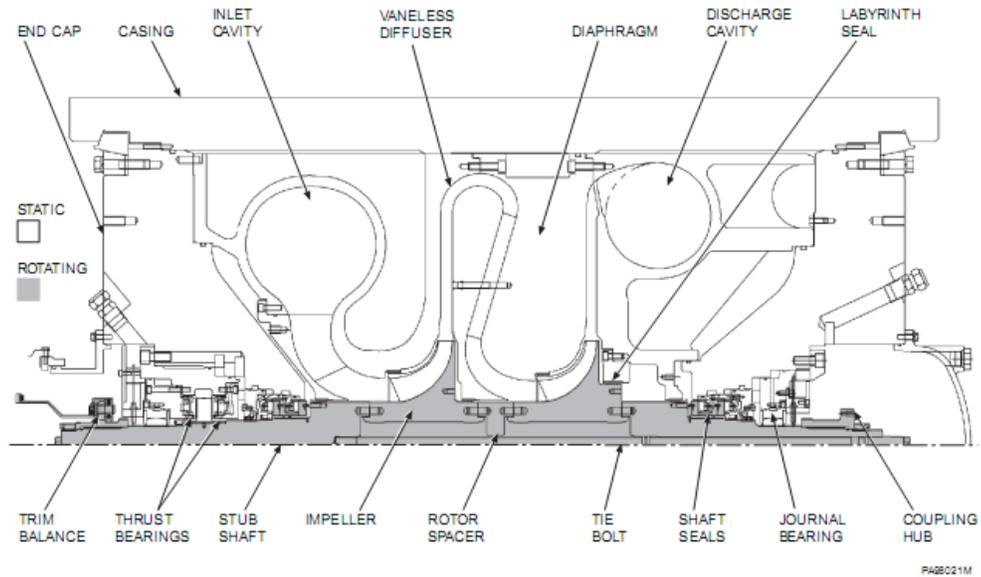
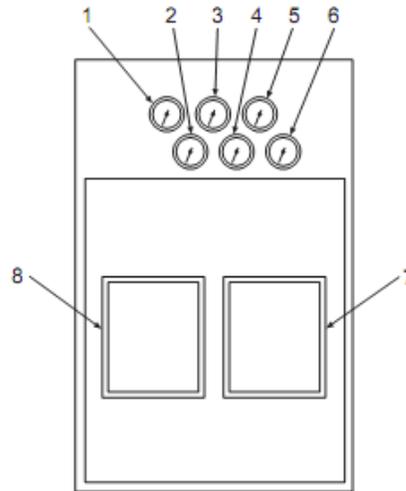


Figura 4.29: Detalle de partes fijas y móviles.



1. Lube Oil Filter ΔP
2. Compressor Discharge Pressure
3. Lube Oil Pressure
4. Fuel Gas Pressure
5. Lube Oil Temperature
6. Enclosure Pressure (Optional)
7. Intrinsically Safe Junction Box
8. Junction Box

Figura 4.30: Caja de Mando principal.

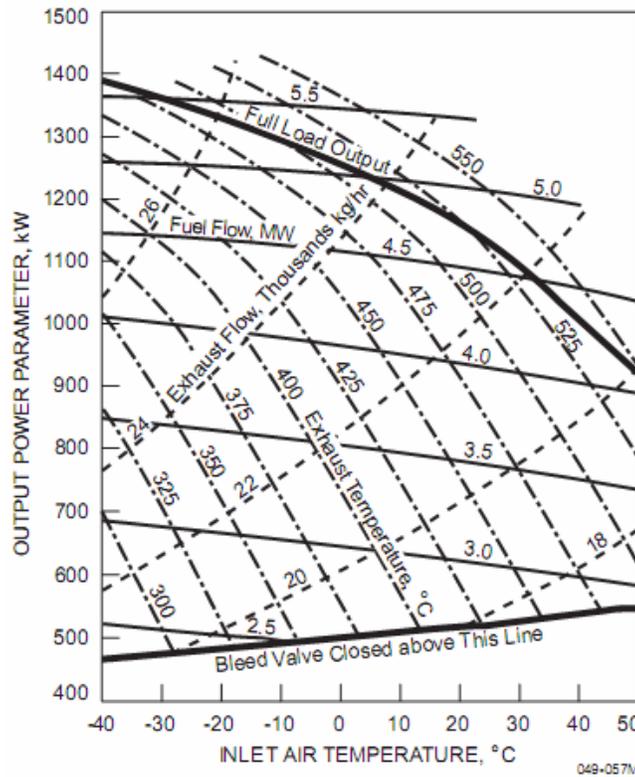


Figura 4.31: Gráfica de rendimientos de la turbina.

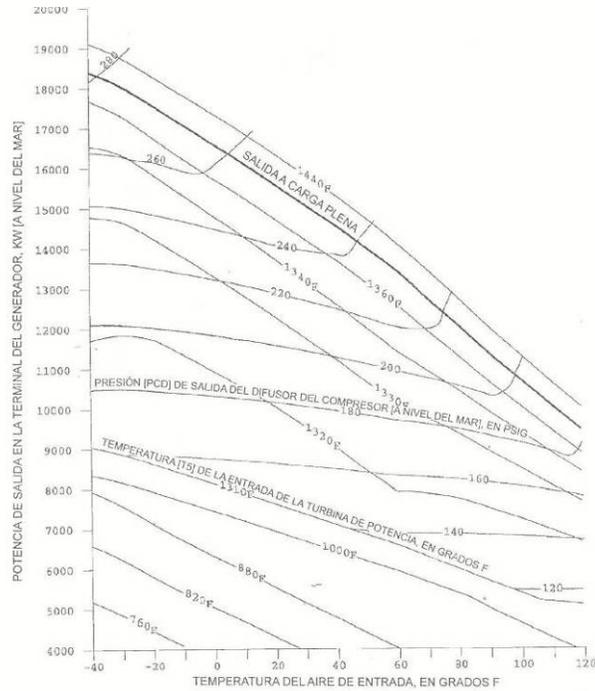


Figura 4.32: Potencia de salida en función de la temperaturas de entrada de aire y de las temperaturas de entrada y salida de los gases.

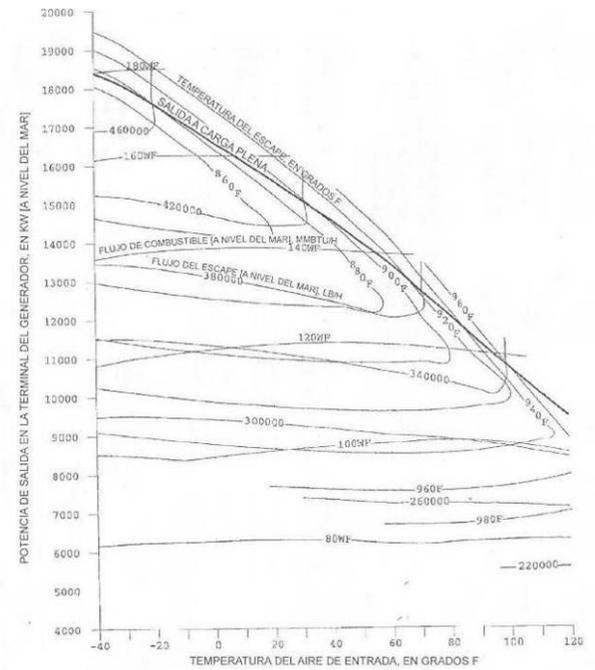


Figura 4.33: Potencia de salida en función de la temperaturas de entrada del aire y flujo de combustible

CAPÍTULO 5: ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE LA TURBINA INSTALADA

5.1 Detalles de la instalación de la turbina de gas

Comenzaremos el estudio de la turbina de gas brindando algunas imágenes de las instalaciones llevadas adelante como consecuencia de los estudios implementados por el maestrante, así como de las decisiones económico-empresariales que se adoptaron, y que tienen como consecuencia la puesta en práctica de lo que se ha venido exponiendo en el presente trabajo. Posteriormente se realizará un estudio fundamentalmente del desempeño observado de la turbina en marcha, a fin de cotejar las cifras obtenidas del desempeño real con las que se pronosticaron al recomendar su construcción.

A continuación se muestra un dibujo con vista en planta donde se encuentra alojado la parte principal del equipo, para luego mostrar varios detalles de las instalaciones realizadas.

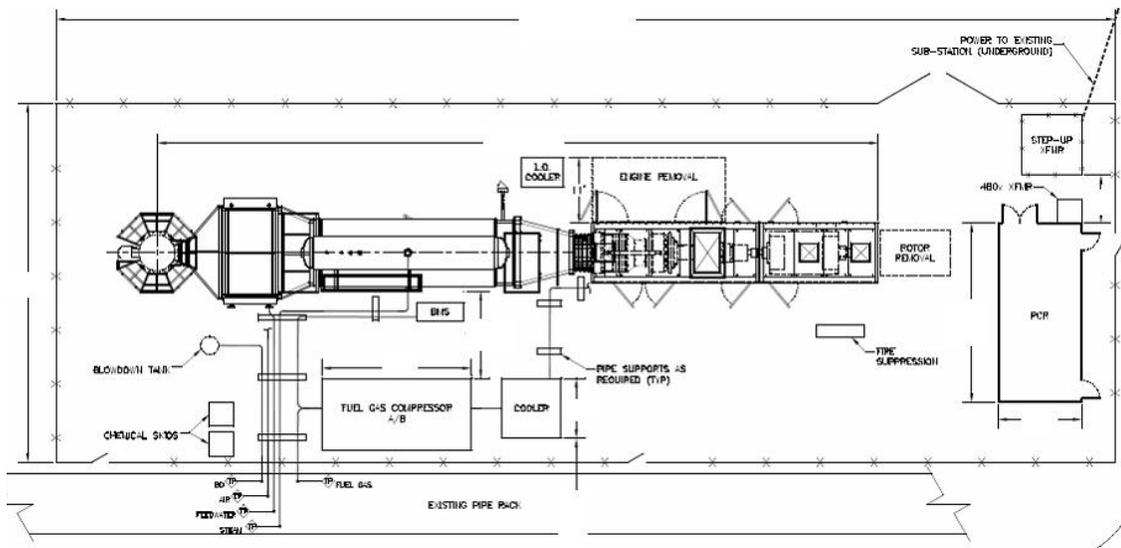


Figura 5.1: Esquema de localización de equipos de un sistema de cogeneración con turbina de gas y HRSG..



Figura 5.2: Turbina de gas y ducto de salida de gases al HRSG.



Figura 5.3: Generador principal.



Figura 5.4: Conjunto generador y turbina de gas.



Figura 5.5: Turbina de gas

5.2 Descripción del procedimiento

Una vez instalada la turbina y en funcionamiento, se procedió al estudio del desempeño de la misma, para corroborar que se estaba cumpliendo los parámetros de generación eléctrica y de vapor establecidos en la propuesta.

Para alcanzar este propósito se recurrió al estándar que marca la norma ASME PTC 22, “Performance Test Codes on Gas Turbines”.

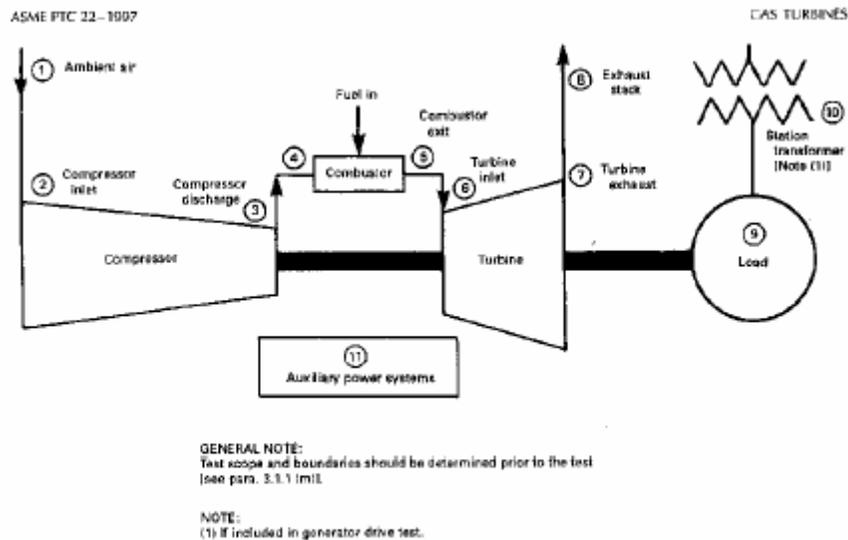
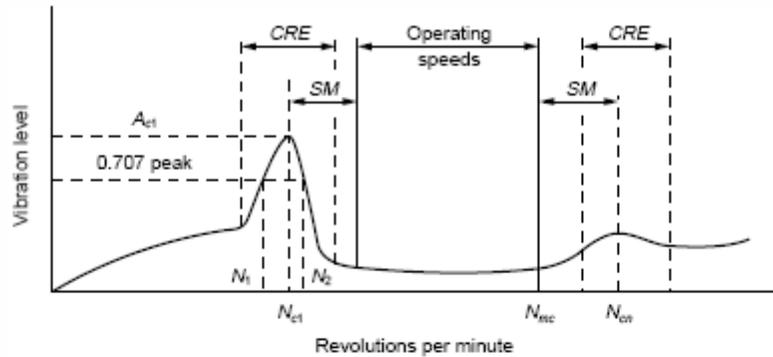


FIG. 2.1.9 TYPICAL GAS TURBINE POWER PLANT STATION LOCATIONS

Figura 5-6: Esquema de generación de acuerdo a la norma ASME PTC 22.

Asimismo fue necesario recurrir a la norma API STANDARD 616, “Gas Turbines for the Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services” para determinar qué parámetros operativos debían ser proporcionados por el fabricante como también tener los elementos necesarios, descritos en esta norma, acerca de la inspección mecánica de la Turbina en funcionamiento. Entre las muchas recomendaciones y disposiciones de la norma queremos destacar que se prestó especial atención a la puesta en marcha de la turbina, debido a que siendo un equipo completamente nuevo, la principal causa de fatiga del material debía provenir de un

inadecuado arranque, siendo este punto fundamental para prevenir daños mayores en el futuro desempeño del equipo.



- N_{c1} = Rotor 1st critical, center frequency, cycles per minute,
- N_{cn} = Critical speed, nth,
- N_{mc} = Maximum continuous speed, 105 percent,
- N_1 = Initial (lesser) speed at $0.707 \times$ peak amplitude (critical),
- N_2 = Final (greater) speed at $0.707 \times$ peak amplitude (critical),
- $N_2 - N_1$ = Peak width at the half-power point,
- AF = Amplification factor,
- $= \frac{N_{c1}}{N_2 - N_1}$,
- SM = Separation margin,
- CRE = Critical response envelope,
- A_{c1} = Amplitude at N_{c1} ,
- A_{cn} = Amplitude at N_{cn} .

Note: The shape of the curve is for illustration only and does not necessarily represent any actual rotor response plot.

Figure D-1—Rotor Response Plot

Figura 5-7: Respuesta del rotor, de acuerdo a la norma API 616.

Para este tipo de pruebas se dio preferencia a la información recabada en los estándares, antes que a la proporcionada por el fabricante, puesto que se trataba de contrastar el funcionamiento real de nuestra Turbina de acuerdo a los parámetros de la Industria en general. Sin embargo resultó esencial el conocimiento de los pasos

particulares a esta turbina necesarios para su puesta en marcha, así como la información de los distintos parámetros operativos de la turbina.

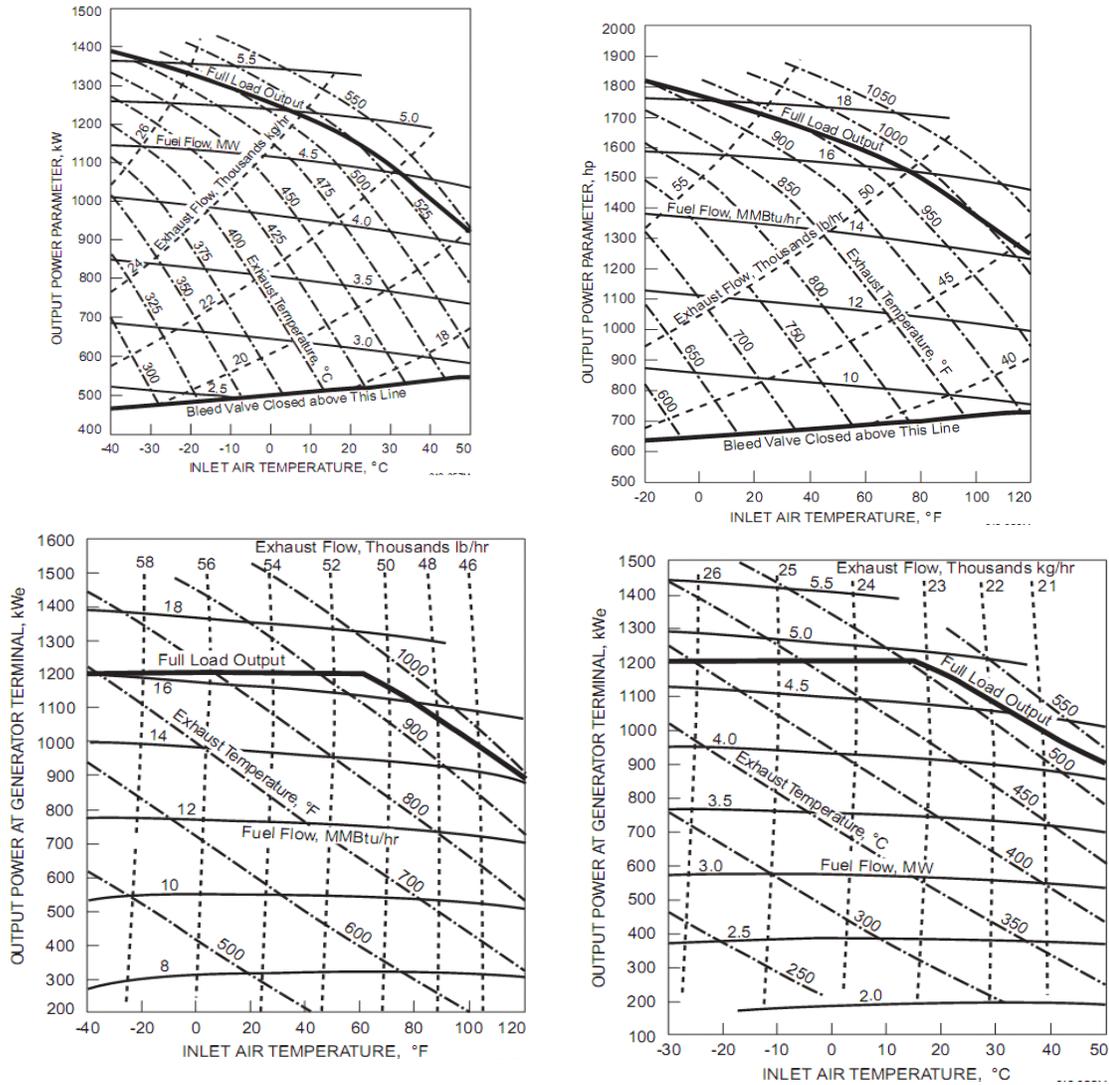


Figura 5-8: Hojas de performance brindados por el fabricante.

Nuevamente se recurrió al software Tracer para obtener relaciones funcionales entre las variables de interés, pero esta vez los resultados de este programa se volcaron a Excel para su posterior estudio. Para ello se diseñó una

rutina de interpolación por splines cúbicos²⁶ que se adecuara a los datos que se iban a estudiar.

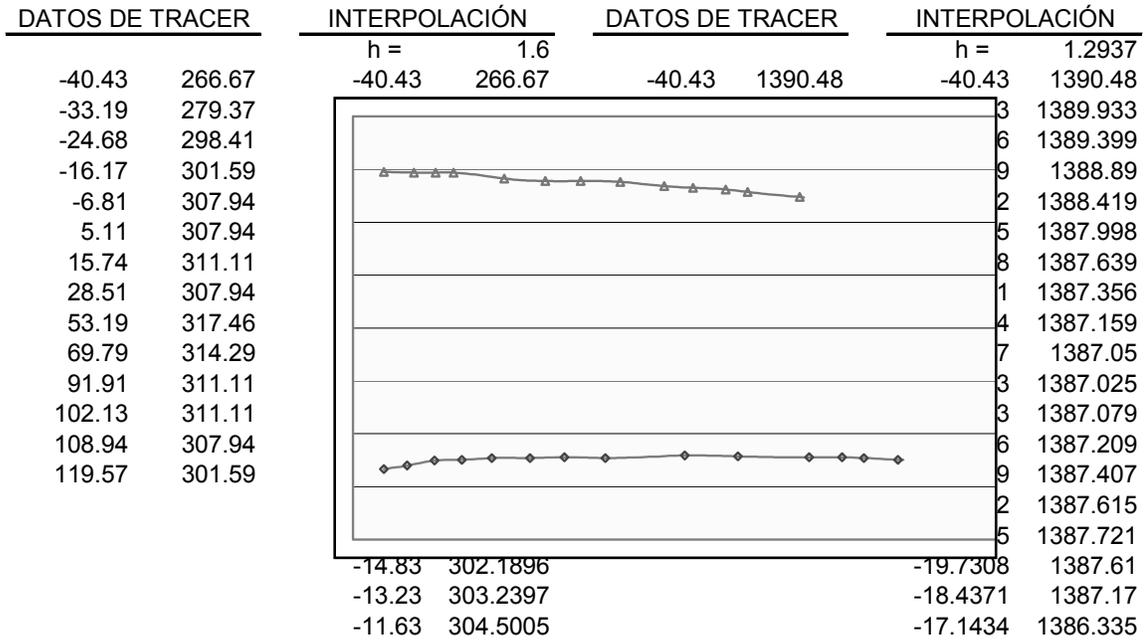


Figura 5-9: Obtención y posterior verificación de relaciones funcionales de los gráficos de performance de la Turbina de Gas.

Con estos datos fue posible estudiar las condiciones de funcionamiento y operación de la Turbina de Gas para distintas cargas eléctricas y abastecimientos de gas. Para ello se realizó una hoja de cálculo donde se representa el ciclo de Brayton para detectar posibles errores en la operación o funcionamiento de la Turbina.

²⁶ La rutina se lista en el Apéndice I

CAPÍTULO 5: ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE LA TURBINA INSTALADA

Valores de Entrada				Gas	Gas	Gas Constant	Specific Heat	Gamma
Valores de Referencia	T =	298.00 K		Air		[J/kg*K]	[J/kg*K]	[/]
	P =	1.00 atm		Ammonia	NH3	488.20	2,092.00	1.30
Compresor	T =	298.00 K		Argon	Ar	208.10	519.00	1.67
	P =	1.00 atm		Carbon Dioxide	CO2	188.90	845.00	1.28
Gases de Entrada	T =	1,500.00 K		Carbon Monoxide	CO	296.80	1,042.00	1.40
	P =	15.00 atm		Helium	He	2,078.50	5,200.00	1.66
Fluido de trabajo	$\gamma =$	1.40		Hydrogen	H2	4,124.00	14,350.00	1.40
	$C_p =$	1,004.00 J/kg/K		Methane	CH4	518.20	2,223.00	1.32
	R =	287.00 J/kg/K		Nitrogen	N2	296.90	1,038.00	1.40
				Oxygen	O2	259.80	916.00	1.40
				Water Vapor	H2O	188.50	1,690.00	1.33

Valores de Salida	No.	T [K]	P [atm]	s [J/kg*K]
	1	298	1.00	0.00
	2	646	15.00	-0.39
	3	1,500	15.00	845.38
	4	692	1.00	845.77

No.	Pressure Ratio r [/]	Thermal Efficiency Eta [%]	Heat Rate HR [Btu/kWhr]
1	5.00	36.86	9,257.15
2	10.00	48.21	7,078.74
3	15.00	53.87	6,334.25
4	20.00	57.51	5,933.34
5	25.00	60.14	5,674.41
6	30.00	62.16	5,489.69
7	35.00	63.79	5,349.37
8	40.00	65.14	5,238.06
9	45.00	66.30	5,146.93
10	50.00	67.30	5,070.50

Donde

$$T2/T1 = (p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$(p2/p1) = (T2/T1)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

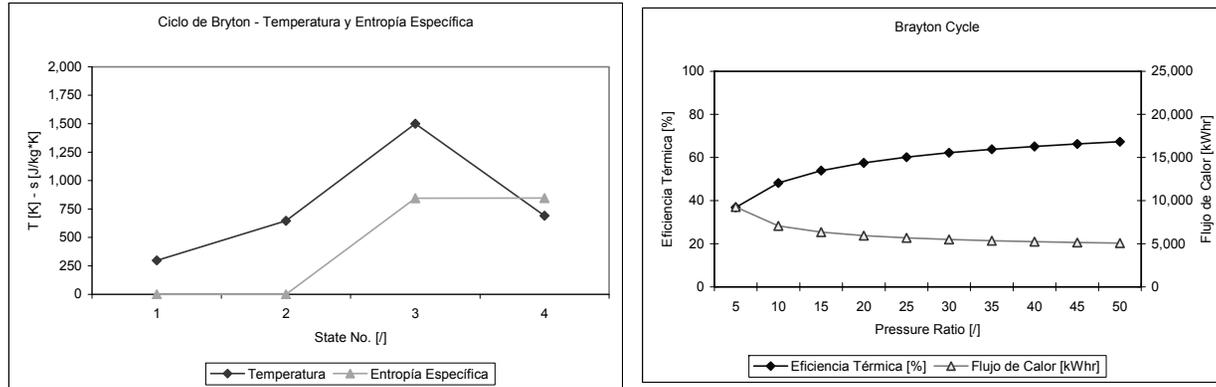
$$s = cp \ln(T/Tref) - R \ln(p/pref)$$


Figura 5-10: Hoja de cálculo para obtener gráficamente el desempeño una vez puesta en marcha de la Turbina.

5.2.1 Levantamiento de Datos

Los datos necesarios para la evaluación de térmica de la turbina de gas se exponen en la Figura 5.11.

Compresor Primario	Admisión			Descarga		
	T1	25.7	°C			
P1	0.9888	bar		P ₂	10	bar
ξ_c	88.0%					
Turbina	T3	1080	°C	P ₄	1.05	bar
	ξ_t	89.0%				
Cámara de combustion	DP _{cc}	20	mBar			
	ξ_{cc}	99.5%				
Combustible		Gas Natural				
Poder calorífico	PCI _{GN}	35601	KJ/Nm ³			
Densidad	ξ_{gn}	0.81	kg/Nm ³			
Relación aire/combustible estequiométrica	A/C _{EST}	13.8	kg _{AIRE} /Nm ³			
Propiedades promedio aire y gases	C _p	1.1	kJ/kgK			
	k	1.4				
	k-1/k	0.286				

Figura 5.11: Datos principales de los flujos de la planta y sus condiciones.

Los datos de temperatura y presión medidos, así como el resumen de los cálculos junto a los diagramas para los casos de que haya o no postcombustión se exponen en la Figura 5.12 y Figura 5.13

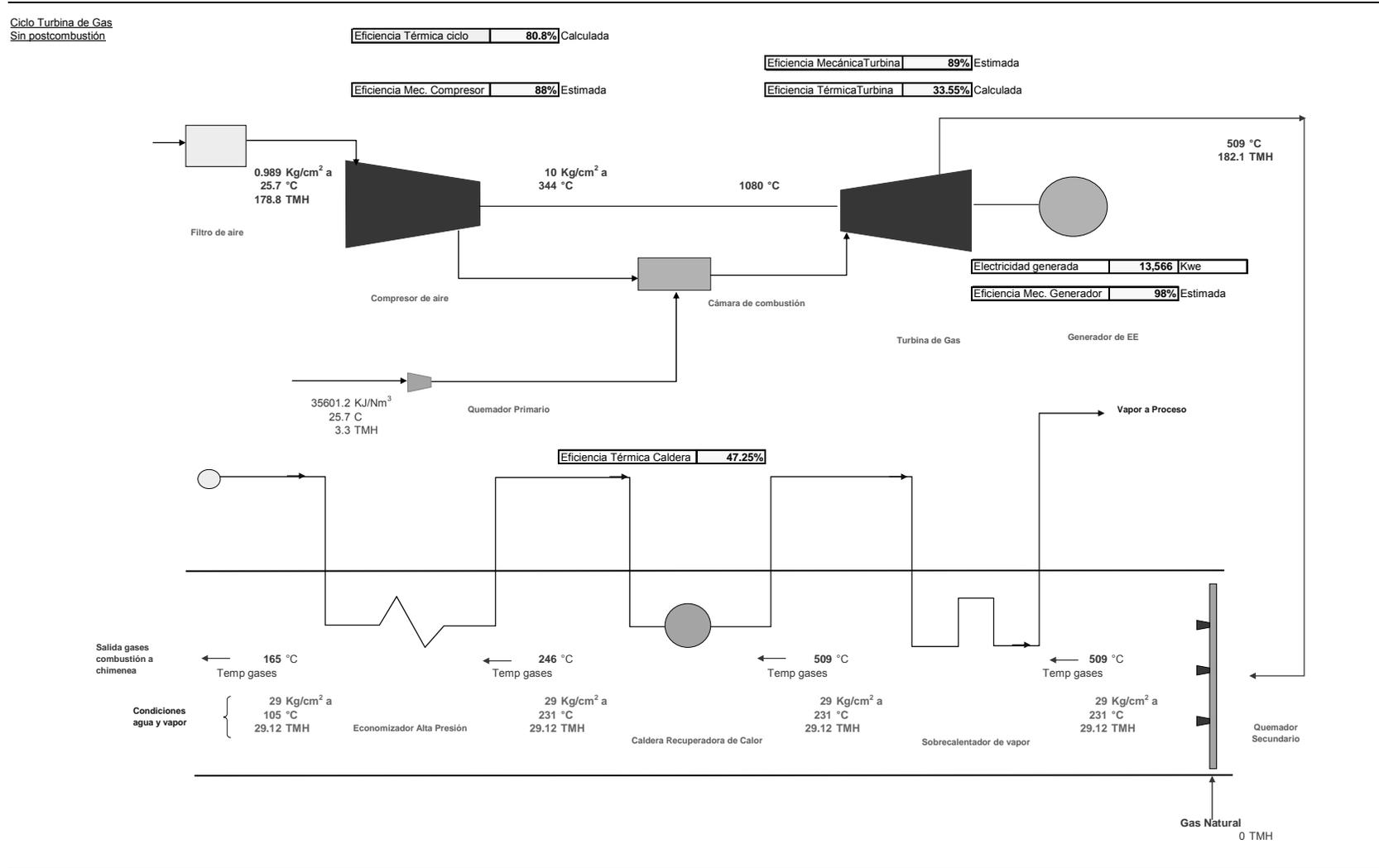


Figura 5.12: Diagrama HRSC sin postcombustión.

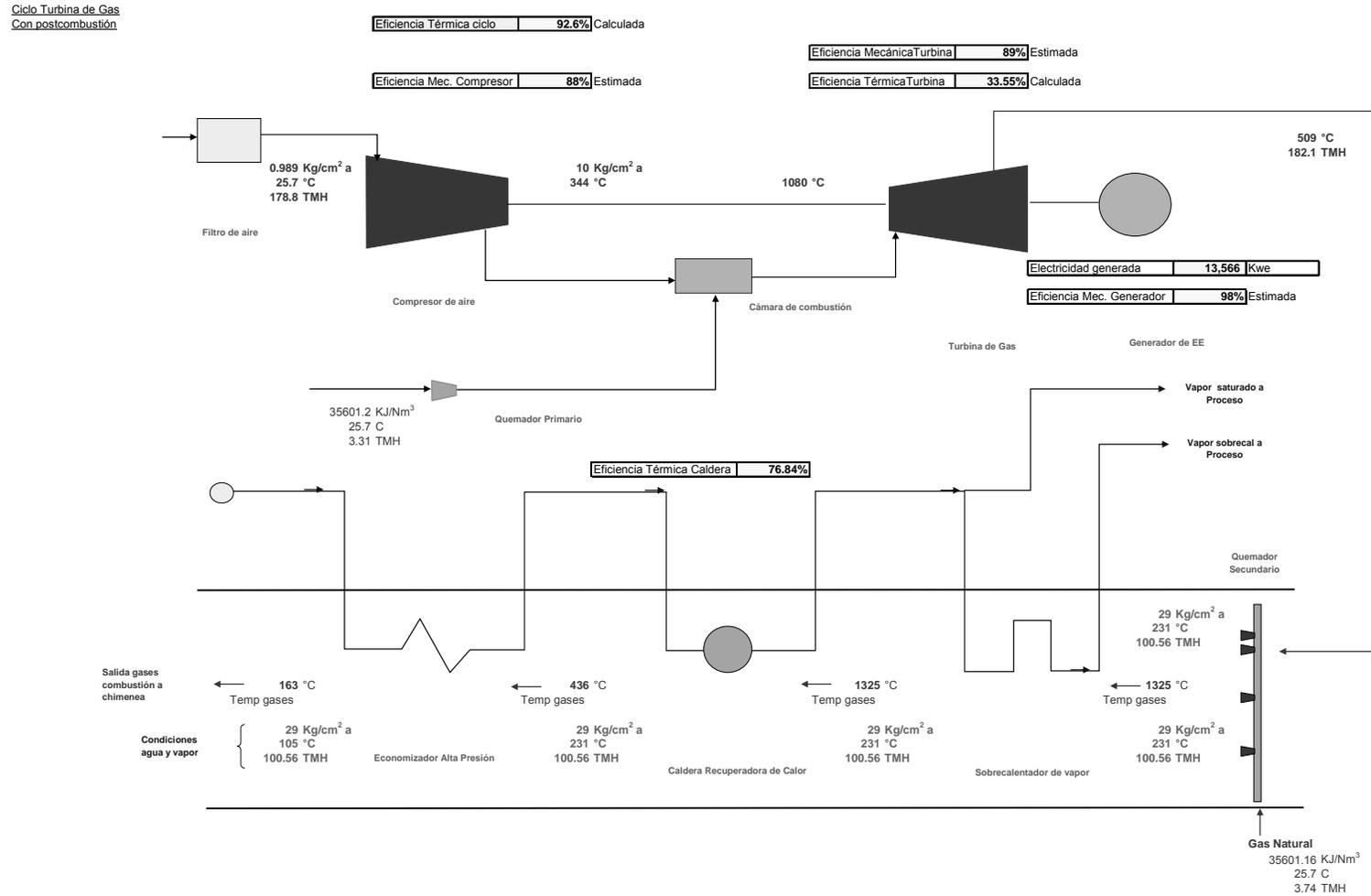


Figura 5.13: Diagrama HRSC con postcombustión.

5.2.2 Flujo de aire a la turbina

r_T	$(P2-DP_{CC})/P4$	
r_T	9.50	
r_c	$P2/P1$	
r_c	10.11	
$r_t^{k-1/k}$	1.903	
$r_c^{k-1/k}$	1.937	
$W_N/C_P T_1$	$\pi_T(T_3/T_1)(1-1/r_T^{k-1/k})-1/\pi_c(r_c^{k-1/k}-1)$	
$W_N/C_P T_1$	0.8481	
W_N	278.66	KJ/kg aire
Potencia eléctrica requerida		
E_R	13,566	KWe
considerando una eficiencia del generador eléctrico de		
E_1	13,843	KWe
E_1	$Faire W_N$	
Flujo de aire que debe manejar la turbina de gas es:		
$Faire$	49.7	kg/s
	178.8	Tons/hr

5.2.3 Calor total suministrado al sistema

q_s	$C_p(T_3-T_2)/\pi_{CC}$	
T_{2s}	$T_1 r_c^{k-1/k}$	
T_{2s}	578.6	K
T_2	$T_1 + 1/\pi_c(T_{2s}-T_1)$	
T_2	616.7	K
T_2	343.7	C
q_s	814.0	kJ/Kg
Q_s	$Faire q_s$	
Q_s	40,435	KWt
	137,963,117	BTU t
Eficiencia Turbina de gas		
E_R / Q_s	33.55%	
Heat rate		
Q_s / E_R	2.98	KWt / KWe
Q_s / E_R	10,170	BTU/KWh

5.2.4 Flujos de combustible requerido y gases de entrada a cámara de combustión

mcomb	qs /PCI _{GN}		
mcomb	0.0229	Nm ³ /Kg _{aire}	
Fcomb	Faire * mcomb		
Fcomb	1.136	Nm ³ /s	
	4089	Nm ³ /h	
	0.920	kg/s	
	3312	kg/h	
	Fcomb * PCI _{GN}		
	40,435	KJ/s	
	145,564,836	KJ/h	
	145,565	GJ/h	
	137.969	MMBtu/hr	
Fgases	Faire + Fcomb		
Fgases	50.596	kgs/s	400,718 lb/hr
	182.144	Ton/hr	
	Exceso de aire		
Eaire	1/(mcomb * A/C _{EST})		
Eaire	317%		

5.2.5 Temperatura gases a la salida de la Turbina

T _{4s}	T ₃ * 1/r _T ^{k-1/k}	
T _{4s}	711.0	K
T ₄	T ₃ - π _T (T ₃ - T _{4s})	
T ₄	781.6	K
	508.6	C

5.2.6 Análisis térmico de la caldera recuperadora de calor HRSC

<i>Vapor de alta presión</i>	
Pvap	29 kg/cm ² abs
Tvap	231 °C
h _{vp}	2,802 KJ/kg
<i>Agua alimentación a caldera</i>	
T _{AA}	105 °C
h _{AA}	440.2 KJ/kg

Economizador de alta presión

h_1	440.2 KJ/kg		
$h_2 = h_f$	994.5 KJ/kg	@	29 kg/cm ² abs
$T_2 = T_s$	230.9 °C		
$F_{AGUA} = F_V$			
<i>Lado de Gases</i>			
T_{G3}	$T_2 + DT_{PP}$		
T_{G3}	245.9 °C	(como mínimo)	
T_{G4}	°C	debe ser mayor de	120 °C
F_{GASES}	50.6 kgs/s		Punto de rocío

Evaporador de alta presión

<i>Lado de vapor</i>			
h_2	994.5 KJ/kg		
$h_3 = h_g$	2802.1 KJ/kg	@	29 kg/cm ² abs
<i>Lado de gases</i>			
T_{G2}			
T_{G3}	245.9 °C	(como mínimo)	
F_{GASES}	50.6 kgs/s		

Sobrecalentador de alta presión

<i>Lado de vapor</i>			
h_3	2802.1 KJ/kg		
h_4	2,802.4 KJ/kg	@	29 kg/cm ² abs 231 °C
<i>Lado de gases</i>			
T_{G1}	508.6 °C		
T_{G2}			
F_{GASES}	50.6 kgs/s		

5.2.7 Generación de vapor

$$Q_V = Q_G$$

$$F_{VAP}(h_4 - h_1) = F_{GASES} * C_P (T_{G1} - T_{G4})$$

$$F_V = F_{GASES} * C_P (T_{G1} - T_{G3}) / ((F_{VAP}/F_V) (h_4 - h_2))$$

F_V	8.09 kg/s
	29.12 ton/hr

Verificación de balance y evitar sobrepasar la temperatura de salida de los gases del HSRG

Balance de energía en el economizador de alta presión

$$F_V(h_2-h_1) = F_{GASES} * C_P (T_{G3} - T_{G4})$$

$$T_{G4} = T_{G3} - F_V (h_2 - h_1) / F_{GASES} * C_P$$

$$T_{G4} = 165.3 \text{ } ^\circ\text{C} > 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Verificación de la diferencia de temperatura en el pinch point del evaporador de alta presión

Balance de energía en el evaporador de alta presión

$$F_{VAP}(h_3-h_2) = F_{GASES} * C_P (T_{G2} - T_{G3})$$

$$T_{G2} = T_{G3} + F_{VAP} (h_3 - h_2) / F_{GASES} * C_P$$

$$T_{G2} = 508.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.2.8 Calor útil total del ciclo

Vapor de alta presión

$$QU_{AP} = F_{VAP}(h_4 - h_1)$$

$$QU_{AP} = 19,106.7 \text{ kWt}$$

$$QU_{AP} / QS_p = \frac{\text{Eficiencia Térmica Caldera}}{47.25\%}$$

Calor útil total

$$QU = QU_{AP}$$

$$QU = 19,106.68 \text{ kWt}$$

$$\frac{\text{Eficiencia Térmica Ciclo}}{80.80\%}$$

Relación Q/E del sistema de cogeneración

$$(Q/E)_{sc} = 1.41$$

Índice de calor Neto

Calor suministrado

Determinado en la turbina de gas

$$QS = 40,434.7 \text{ kWt}$$

$$ICN = (QS - QU) / h_{cald} / E$$

$$ICN = 1.22$$

5.2.9 Postcombustión

$$DU = DF_{VAP}(h_{VAP} - h_{AA})$$

$$DF_{VAP} = (F_{VAP})_{REQ} - (F_V)$$

$$(F_{VAP})_{REQ} = 100 \text{ ton/hr}$$

$$DF_{VAP} = 68.9 \text{ ton/hr}$$

$$DF_{VAP} = 19.13 \text{ kg/s}$$

Capacidad requerida en HRSRG

$$DQU = DF_{VAP} (h_4 - h_{AA})$$

$$DQU = 45,199 \text{ kWt}$$

Calor adicional a suministrar

$$DQS = DQU / \pi_{\text{quemador}}$$

$$\pi_{\text{quemador}} = 99.50\%$$

$$DQS = 45,426 \text{ kWt}$$

Calor suministrado incluyendo postcombustión

$$QS_P = Q_S + DQ_S$$

$$QS_P = 85,861 \text{ kWt}$$

Temperatura de gases después de postcombustión

$$T_{G1N} = DQU / (F_{\text{GASES}} * C_P) + T_{G1}$$

$$T_{G1N} = 1325 \text{ °C}$$

$$qs = Cp * ((T_{G1N} + 273) - T_4) / \pi_{cc}$$

$$qs = 902.3 \text{ kJ/Kg}$$

$$m_{\text{comb}} = qs / PCI_{GN}$$

$$m_{\text{comb}} = 0.0253 \text{ Nm}^3/\text{Kg}_{\text{aire}}$$

$$F_{\text{comb}} = \text{Faire} * m_{\text{comb}}$$

$$F_{\text{comb}} = 1.282 \text{ Nm}^3/\text{s}$$

$$4617 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$1.039 \text{ kg/s}$$

$$3739 \text{ kg/h}$$

$$F_{\text{comb}} * PCI_{GN}$$

$$45,654 \text{ KJ/s}$$

$$164,355,164 \text{ KJ/h}$$

$$164,355 \text{ GJ/h}$$

$$155.78 \text{ MMBtu/hr}$$

$$F_{\text{gases}} = \text{Faire} + F_{\text{comb}}$$

$$F_{\text{gases}} = 51.634 \text{ kgs/s}$$

$$185.88 \text{ Ton/hr}$$

5.2.10 HRCS con postcombustión

Vapor de alta presión

$$P_{\text{vap}} = 29 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

$$T_{\text{vap}} = 231 \text{ °C}$$

$$h_{\text{vap}} = 2,802 \text{ KJ/kg}$$

Agua alimentación a caldera

$$T_{AA} = 105 \text{ °C}$$

$$h_{AA} = 440.2 \text{ KJ/kg}$$

Economizador de alta presión

h_1	440.2 KJ/kg	@	105 °C
$h_2 = h_f$	994.5 KJ/kg	@	29 kg/cm ² abs
$T_2 = T_s$	230.9 °C		

$F_{AGUA} = F_V$

Lado de Gases

T_{G3}	$T_2 + DT_{PP}$		
T_{G3}	435.9 °C	(como mínimo)	
T_{G4}	°C	debe ser mayor de	120 °C
F_{GASES}	51.6 kgs/s		Punto de rocío

Evaporador de alta presión

Lado de vapor

h_2	994.5 KJ/kg		
$h_3 = h_g$	2802.1 KJ/kg	@	29 kg/cm ² abs

Lado de gases

T_{G2}			
T_{G3}	435.9 °C	(como mínimo)	
F_{GASES}	51.6 kgs/s		

Sobrecalentador de alta presión

Lado de vapor

h_3	2802.1 KJ/kg		
h_4	2802.1 KJ/kg	@	29 kg/cm ² abs 231 °C

Lado de gases

T_{G1}	1324.8 °C		
T_{G2}			
F_{GASES}	51.6 kgs/s		

5.2.11 Generación de vapor

$Q_V = Q_G$

$F_{VAP}(h_4 - h_2) = F_{GASES} * C_P (T_{G1} - T_{G4})$

$F_V = F_{GASES} * C_P (T_{G1} - T_{G3}) / ((h_4 - h_2))$

F_V 27.93 kg/s
 100.6 ton/hr

Los flujos de vapor resultantes son:

F_{VAP} 27.93 kg/s
 F_{VAP} 100.6 ton/hr

Verificación de balance y evitar sobrepasar la temperatura de salida de los gases del HSRG

Balance de energía en el economizador de alta presión

$$F_V(h_2-h_1) = F_{GASES} * C_P (T_{G3} - T_{G4})$$

$$T_{G4} = T_{G3} - F_V (h_2 - h_1) / F_{GASES} * C_P$$

$$T_{G4} = 163.3 \text{ } ^\circ\text{C} > 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

No habrá condensación de gases

Verificación de la diferencia de temperatura en el pinch point del evaporador de alta presión

Balance de energía en el evaporador de alta presión

$$F_{VAP}(h_3-h_2) = F_{GASES} * C_P (T_{G2} - T_{G3})$$

$$T_{G2} = T_{G3} + F_{VAP} (h_3 - h_2) / F_{GASES} * C_P$$

$$T_{G2} = 1324.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.2.12 Calor útil con postcombustión

Vapor de alta presión

$$QU_{AP} = F_{VAP}(h_4 - h_1)$$

$$QU_{AP} = 65,973.6 \text{ kWt}$$

$$QU_{AP} / QSp$$

Eficiencia Térmica Caldera

76.84%

Calor útil total

$$QU = QU_{AP}$$

$$QU = 65,973.59 \text{ kWt}$$

$$(QU + E_R) / QSp$$

Eficiencia Térmica Ciclo

92.64%

Relación Q/E del sistema de cogeneración

$$(Q/E)_{sc} = 4.86$$

Índice de calor Neto

Calor suministrado

Determinado en la turbina de gas y HRSG

$$QSp = 85,860.6 \text{ kWt}$$

$$ICN = (QSp - QU / hcald) / E_R$$

1.91

5.3 Estudio de diferentes escenarios de Operación

Se evalúa el sistema de Cogeneración del tipo simple de gas a diferentes capacidades de generación de energía eléctrica y vapor

Se utilizaron las condiciones de proceso definidas para el Proyecto y manejadas por el fabricante, y en los estudios previos de viabilidad del presente trabajo, como fueron:

- Temperatura, elevación y presión del sitio.

- Poder calorífico inferior del gas natural
- Temperatura y presión del agua de alimentación a calderas y del vapor generado
- Se estimaron las eficiencias mecánicas de la turbina, compresor y generador.

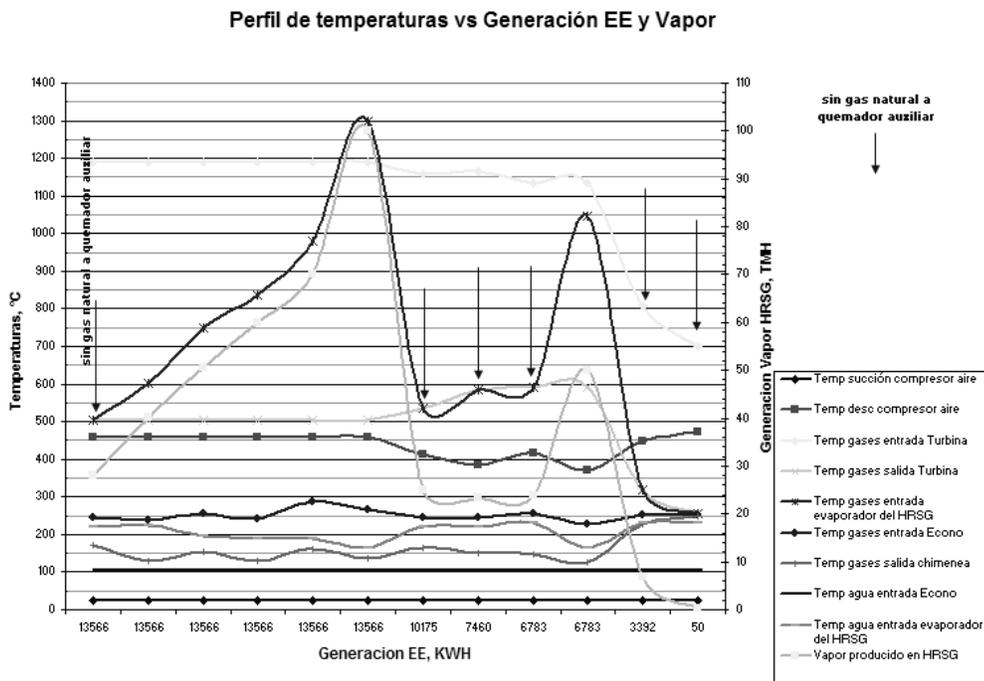


Figura 5.14: Perfil de temperaturas vs Generación EE y Vapor.

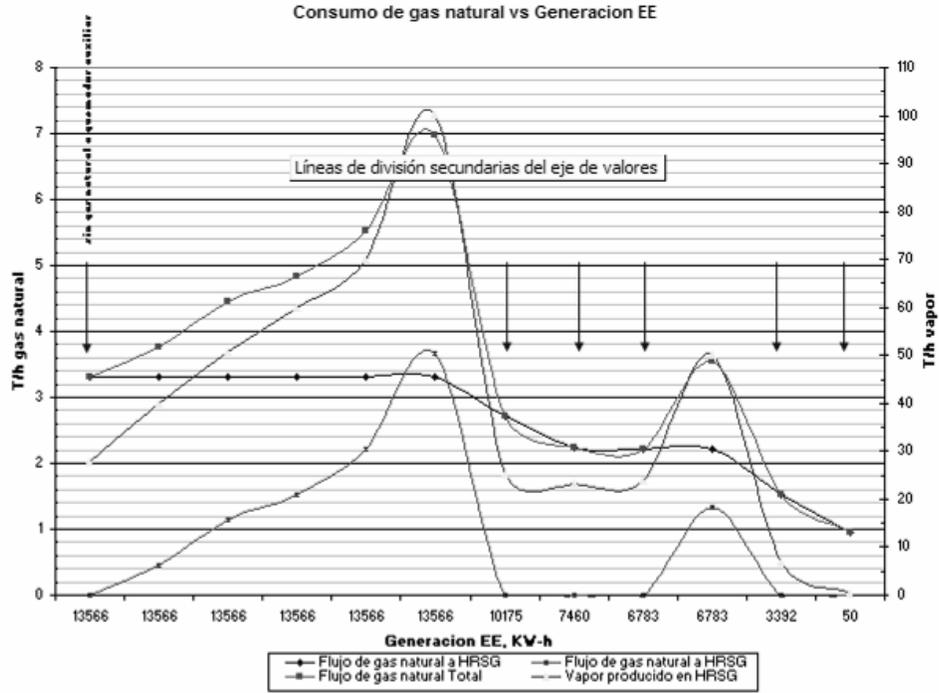


Figura 5.15: Consumo de gas natural vs Generacion EE.

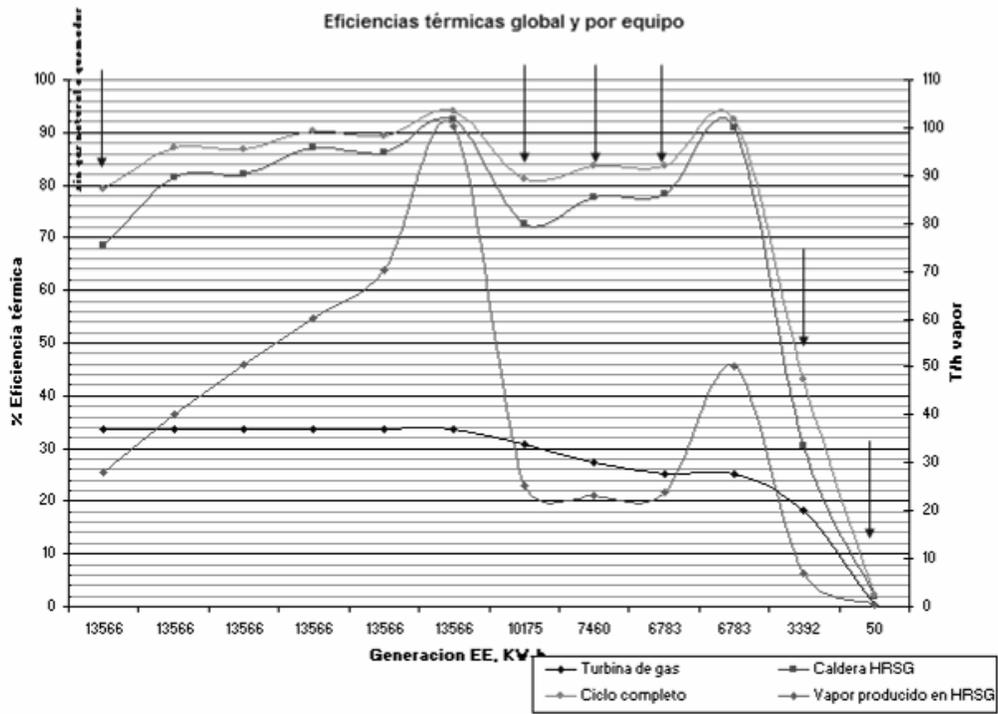


Figura 5.16: Eficiencias térmicas global y por equipo.

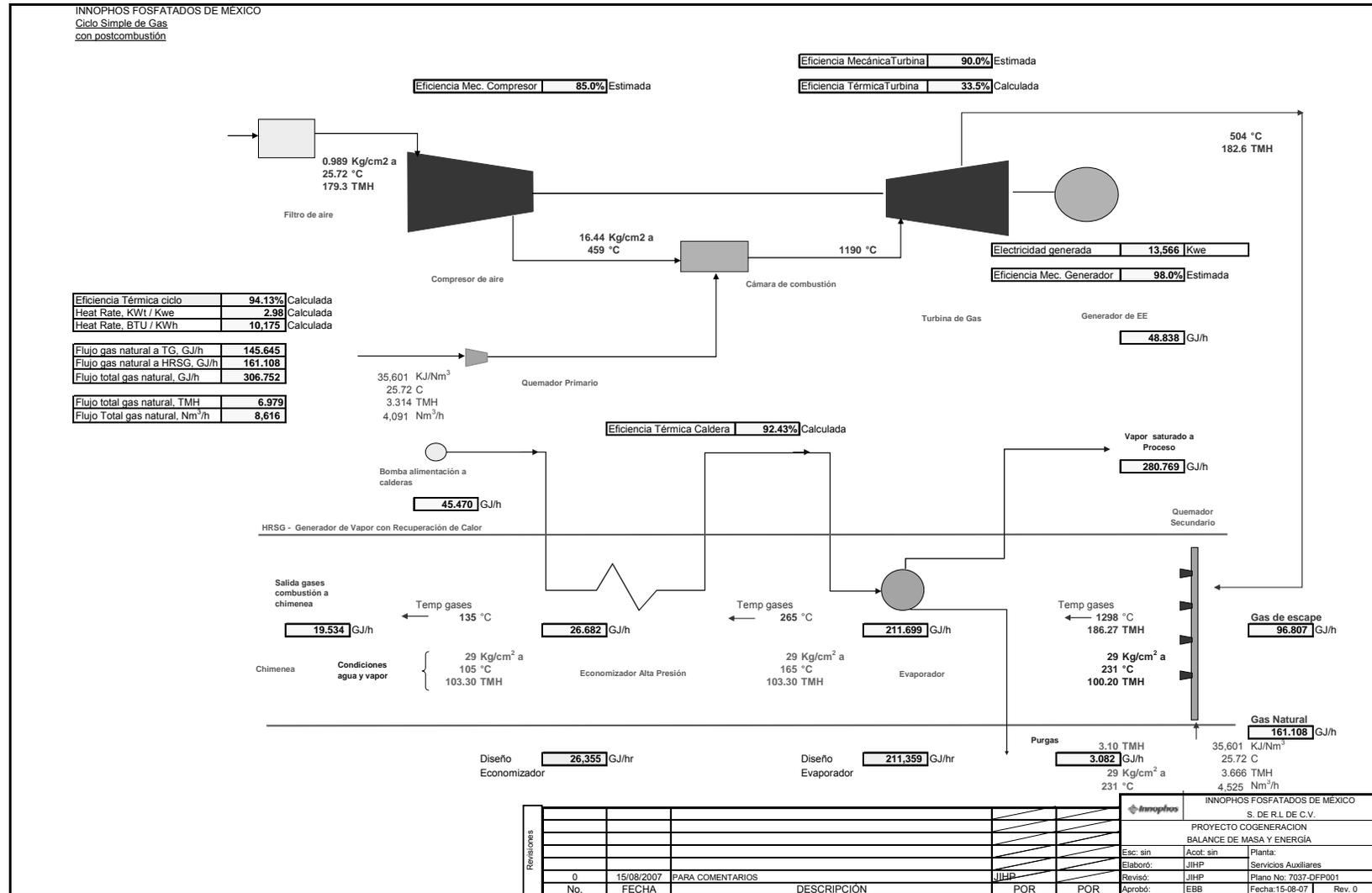


Figura 5.17: Ciclo simple de gas con postcombustión. Análisis de energía.

DESCRIPCION		1	2	3	4	5	6	7
	Unidades	13566 KWH sin postcombustión	13566 KWH con postcombustión	10175 KWH sin postcombustión				
Capacidad generación eléctrica	%	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	75.0
Capacidad generación vapor	%	27.9	40.0	50.5	59.9	70.0	100.0	24.6
Eficiencias Mecánicas								
Compresor	%	85	85	85	85	85	85	84.9
Turbina de gas	%	90	90	90	90	90	90	90
Generador	%	98	98	98	98	98	98	98
Eficiencias Térmicas								
Turbina de gas	%	33.5	33.5	33.5	33.5	33.5	33.5	30.8
Caldera HRSG	%	68.7	81.5	82.1	87.1	86.2	92.4	72.6
Ciclo completo	%	79.2	87.1	86.8	90.4	89.4	94.1	81.0
Producciones								
Electricidad generada	KWH	13,566	13,566	13,566	13,566	13,566	13,566	10,175
Electricidad generada	GJ/hr	48,838	48,838	48,838	48,838	48,838	48,838	36,630
Vapor producido en HRSG	Ton/h	27.95	40.06	50.59	60.02	70.18	100.2	25.16
Vapor producido en HRSG	GJ/hr	78,322	112,241	141,764	168,175	196,647	280,769	70,501
Heat Rate	KWH/Kwe	2.98	2.98	2.98	2.98	2.98	2.98	3.25
Heat Rate	BTU/KWh	10,175	10,175	10,175	10,175	10,175	10,175	11,094
Flujos								
Flujo de agua a HRSG	Ton/h	28.82	41.3	52.16	61.87	72.35	103.3	25.94
Flujo de agua a HRSG	GJ/hr	12,684	18,177	22,958	27,235	31,846	45,470	11,417
Flujo de purga de HRSG	Ton/h	0.86	1.24	1.56	1.85	2.17	3.1	0.78
Flujo de purga de HRSG	GJ/hr	0.860	1.232	1.556	1.846	2.159	3.082	0.744
Flujo de gas natural a Turbina	Ton/h	3,314	3,314	3,314	3,314	3,314	3,314	2,71
Flujo de gas natural a Turbina	GJ/hr	145,645	145,645	145,645	145,645	145,645	145,645	119,104
Flujo de gas natural a Turbina	Nm ³ /h	4,091	4,091	4,091	4,091	4,091	4,091	3,346
Flujo de gas natural a HRSG	Ton/h	0	20	49,840	67,103	96,807	161,108	0
Flujo de gas natural a HRSG	GJ/hr	0	0.457	1.134	1.527	2.203	3.668	0
Flujo de gas natural a HRSG	Nm ³ /h	0	565	1,400	1,885	2,720	4,525	0
Flujo de gas natural Total	GJ/hr	145,645	165,746	195,485	212,748	242,452	306,753	119,104
Flujo de gas natural Total	Ton/h	3,314	3,771	4,448	4,841	5,517	6,980	2,71
Flujo de gas natural Total	Nm ³ /h	4,091	4,656	5,491	5,976	6,811	8,616	3,346
Flujo de aire a Turbina	Ton/h	179.3	179.3	179.30	179.3	179.3	179.3	143.5
Flujo de gases de Turbina	Ton/h	182.6	182.6	182.60	182.60	182.60	182.60	146.2
Flujo de gases de Turbina	GJ/hr	96,807	96,807	96,807	96,807	96,807	96,807	82,474
Flujo de gases a HRSG	Ton/h	182.6	183.06	183.73	184.13	184.8	186.27	146.2
Flujo de gases a HRSG	GJ/hr	96,807	116.91	146,647	163,910	193,614	257,915	82,474
Flujo de gases de chimenea	Ton/h	182.6	183.1	183.73	184.13	184.8	186.27	146.2
Flujo de gases de chimenea	GJ/hr	30,308	21,612	26,285	21,124	26,690	19,534	22,616
Temperaturas								
Temp succión compresor aire	°C	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7
Temp desc compresor aire	°C	459	459	459	459	459	459	413
Temp gases entrada Turbina	°C	1190	1190	1190	1190	1190	1190	1160
Temp gases salida Turbina	°C	504	504	504	504	504	504	538
Temp gases entrada evaporador del HRSG	°C	504	603	750	836	991	1298	536
Temp gases entrada Econo	°C	246	238	255	241	288	265	245
Temp gases salida chimenea	°C	173	130	154	130	160	135	164
Temp agua entrada Econo	°C	105	105	105	105	105	105	105
Temp agua entrada evaporador del HRSG	°C	221	225	195	189	188	165	220
Intercambio de calor en HRSG								
Calor intercambiado en Econo	GJ/hr	14,646	21,753	20,359	22,500	25,988	26,682	13,064
Calor intercambiado en evaporador HRSG	GJ/hr	51,852	73,542	100,003	120,286	140,971	211,699	46,794
Calor en gases de chimenea	GJ/hr	30,308	21,612	26,285	21,124	26,690	19,534	22,616
Cap. térmica utilizada diseño Econo	%	55.6	82.5	77.2	85.4	98.8	101.2	49.6
Cap. térmica utilizada diseño Evaporador	%	24.5	34.6	47.3	56.9	66.7	100.2	22.1
Balance Global de Energía								
Suministro Global de Energía	GJ/hr	158,329	183,923	218,443	239,983	274,298	352,22	130,521
Consumo Global de Energía	GJ/hr	127,160	161,079	190,602	217,013	245,485	329,61	107,131
Perdidas Globales de Energía	GJ/hr	31,168	22,844	27,841	22,970	28,849	22,616	23,360
Consumos Unitarios								
Gas natural	Nm ³ ciclo tot /Ton vapor	146,369	116,226	108,539	99,567	97,050	85,988	132,989
Gas natural	Nm ³ HRSG/Ton vapor	-	14,104	27,673	31,406	38,757	45,160	-
Gas natural	Nm ³ Turbina/Ton vapor	146,369	102,122	80,866	68,161	58,293	40,828	132,989
Gas natural	GJ ciclo tot/Ton vapor	5,211	4,137	3,864	3,545	3,455	3,061	4,734
Gas natural	GJ HRSG/Ton vapor	-	0,502	0,985	1,118	1,379	1,608	-
Gas natural	GJ Turbina/Ton vapor	5,211	3,636	2,879	2,427	2,076	1,454	4,734

Figura 5.18: Análisis energético del sistema de cogeneración con los flujos reales una vez puesto en marcha.

5.3.1 Observaciones

1. Es un hecho que el conjunto turbina de gas y HRSG, tienen que ser operados dentro de ciertos márgenes de capacidad cuando no exista suministro de gas natural adicional al quemador secundario (duct burner). Este rango parece ser desde un 100 hasta un 55% de la capacidad de generación eléctrica (7460 KWH).

Bajo este esquema la generación de vapor es del orden de 22.7 TMH. Debajo de esta capacidad de generación de EE puede existir el fenómeno de vaporización (steaming) del agua de alimentación a caldera dentro de los tubos del mismo Economizador y en la línea de descarga hacia el evaporador, originando muy posibles fallas mecánicas de estos equipos. Si se requiere operar la planta de Cogeneración debajo del 55% tiene que inyectarse gas natural en el quemador secundario.

Debido a lo anterior, es recomendable habilitar una señal de alarma por alta temperatura del agua a la salida del economizador con un valor máximo de 225°C (6°C debajo de la temperatura de saturación del agua a 28 kg/cm²)

2. Operando la planta de Cogeneración sin suministro de gas natural al quemador del HRSG, la eficiencia térmica del Ciclo se mantiene en valores de 79 a 84%. En el rango de 100 a 75% de capacidad de generación de EE y sin suministro de gas al HRSG, la generación de vapor puede variar de 27 a 23 TMH.

3. La máxima eficiencia térmica de los equipos individuales (turbina de gas y HRSG), así como del Ciclo completo de Cogeneración solo se obtiene cuando la planta opera a su capacidad de diseño. Por ejemplo, reduciendo a un 75% la generación de EE y a un 25% la generación de vapor; ambos respecto al diseño, la eficiencia térmica del Ciclo se reduce drásticamente un 13% (de 94 a 81%). Por lo anterior, es imperativo que la Planta opere siempre a su mayor carga posible con lo cual se pueden alcanzar los mayores beneficios económicos.

4. El consumo unitario de gas natural varía en un rango muy amplio, dependiendo de la capacidad de generación de EE y de vapor. Para efectos de costo de producción es más conveniente separar los consumos para la turbina de gas y HRSG. De aquí la importancia de la medición individual por instrumento tanto de consumo de gas natural como de generación de EE, vapor y agua a calderas.

5. El consumo unitario de agua desmineralizada es más estable y puede considerarse aproximado a 1.031 Ton agua / Ton vapor.

6. La temperatura de los gases de chimenea deberán mantenerse en un valor mínimo de temperatura de 130°C, para evitar posibles condensaciones que

afecten la integridad mecánica del economizador, la chimenea y equipos periféricos al área del HRSG.

5.4 Mapa energético de INNOPHOS con sistema de Cogeneración

De acuerdo a lo analizado, el mapa energético de la empresa INNOPHOS se destaca en la Figura 5.19, en donde es posible apreciar que el sistema de Cogeneración propuesto logra abastecer un 75% de la demanda eléctrica mensual promedio y un 50% de la demanda térmica mensual promedio. La importación de energía eléctrica por CFE cubre por completo las necesidades de electricidad. También las calderas de recuperación de calor de la planta de ácido sulfúrico y las calderas auxiliares satisfacen el 100% de la demanda de energía térmica como vapor de agua para los diferentes procesos.

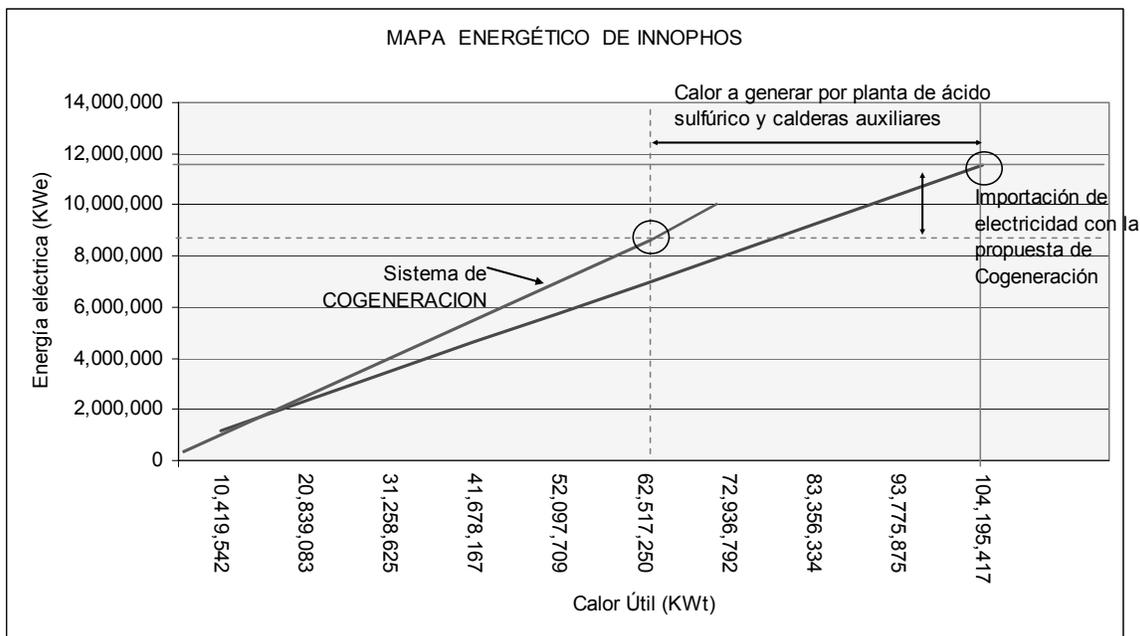


Figura 5.19: Mapa energético de INNOPHOS con Cogeneración.

CONCLUSIONES

El presente trabajo abarca ante todo, un amplio período de tiempo, en el cual la búsqueda de soluciones a los problemas planteados en forma novedosa ha sido una constante, pero así mismo el estudio de los sistemas ya planteados como soluciones líderes en este campo. La búsqueda de información referente a opciones ha sido constante, así como el estudio crítico de las mismas, tratando de adaptar las ideas ya establecidas en cogeneración a la situación específica de la planta de INNOPHOS pero siempre desde una óptica de innovar cuando no se encontrara opciones estándar.

El proceso arranca con la necesidad de corregir el déficit energético en la planta, tomándose en cuenta además las directivas de que se estaban ampliando algunas capacidades productivas, o que pronto comenzarían a implementarse.

El proceso de búsqueda y estudio de opciones de integración energética no fue un proceso lineal, sino que al contrario, contó con sinnúmero de aproximaciones, muchas de las cuales luego fueron descartadas; otras que en un principio no fueron tomadas muy en cuenta, terminaron siendo muy atractivas a medida que el estudio avanzaba y nuestro conocimiento de las circunstancias en que debía implementarse una solución energética para la planta se iba profundizando al analizar propuestas propias, fruto del estudio de las innovaciones que se han realizado en cogeneración, así como de una profundización de los conocimientos necesarios para lograr el diseño de propuestas originales.

Las herramientas que se fueron utilizando en el análisis de los distintos elementos que componen la propuesta y puesta en práctica de este proyecto, asimismo fueron evolucionando con el tiempo, echándose mano siempre a lo que pudiera servirnos de máxima utilidad de acuerdo al problema que abordábamos. Así, por tomar un ejemplo, en una primera instancia las gráficas de rendimiento, tan necesarias a la hora de acometer cálculos con datos reales, eran analizadas visualmente. Posteriormente, se levantaban varios puntos para no tener que recurrir

constantemente al material impreso, pues se consideraba que consumía mucho tiempo y era fuente de posibles errores. Finalmente, se encontró el software y los procedimientos adecuados para analizar una sola vez este tipo de material, procediendo al levantamiento automatizado con asistencia de los puntos para luego poder interpolarlos, ahorrando tiempo, evitando errores y teniendo un mecanismo flexible y adecuado para llevar adelante las simulaciones imprescindibles para representar los complicados procesos en forma cuantitativa, pudiéndose variar muchos parámetros a la vez, y todo esto en forma estándar y automatizada.

Otro tanto sucedió con la metodología empleada para efectuar los balances; pero en este caso se agregó el hecho de que una vez que se sabía qué turbina se emplearía, la información disponible aumentó notoriamente en cantidad y calidad, ya que en este caso se contaba con valores concretos y fiables.

De todos modos es de resaltar que al final de proceso se emplean nuevamente los valores que en un principio se tomaron en cuenta, para asegurar que los valores obtenidos se adecuaban a los estándares internacionales, fundamentalmente las normas API concernientes en la materia.

En este particular es de resaltar que fue voluminosa la documentación recabada de estas normas, siendo su principal utilidad el consistir en una guía sistemática que coloca nuestros estudios al mismo nivel de verificación de los sistemas implementados en otras partes del mundo, con lo cual se brinda al departamento contable de la empresa datos fiables con los cuales poder contrastar el rendimiento de nuestra planta con el de otras de clase mundial; comparación imprescindible en el marco de un mercado globalizado donde la competencia favorece a quien disminuya sus costos operativos de forma global, no sólo regional.

El proceso de instalación y puesta a punto del sistema de Cogeneración de ciclo superior, constituyó también un hito desde el punto de vista del autor de la tesis, dadas las enormes dificultades técnicas que implica un sistema de la capacidad que se instaló. No obstante, y a pesar de la magnitud de la tarea desempeñada para lograr tal fin, este periodo y los estudios realizados no se recogen por completo en este trabajo, por considerarse que exceden los alcances de los objetivos propuestos.

Es así que se reconsidera el problema de analizar los balances energéticos con los datos reales de los consumos de corrientes y gastos másicos una vez que la turbina se ha puesto en marcha, pues se considera que con este estudio se completa el ciclo que abarca desde un punto cero en cuanto a potencia generada, a una situación que permite implementar las ampliaciones proyectadas, varias de las cuales ya se han empezado a construir.

De estos últimos estudios, fundamentalmente del análisis del mapa energético de la planta, se desprende que la situación ha variado grandemente a favor de la disponibilidad, pero que aún así, de concretarse todas las ampliaciones previstas, será necesario completar las instalaciones actuales, posiblemente con un sistema de Cogeneración inferior que aproveche la nueva disponibilidad de vapor emergente de la ampliación de la planta de ácido sulfúrico.

Finalmente, concluimos que la importancia en ingeniería no debe recaer en los enfoques de estudios académicos sin finalidades prácticas, ni en un constante ensayo y error que lleve a deficientes implementaciones de soluciones poco confiables y de bajísima rentabilidad. Es en la combinación de la teoría con la puesta en práctica de las ideas aportadas que se logran concretar soluciones eficientes y de alta rentabilidad. Siendo el corolario de este proceso la necesidad constante de que los procesos ideados primero y desarrollados luego, se adecuan a los requerimientos originalmente planteados, así como verificar que se está dentro de los parámetros que internacionalmente son aceptados.

Hacemos notar en este sentido el entusiasmo con el que abordamos los desafíos futuros que se nos plantean al haber concluido con éxito esta etapa, siendo la base para los nuevos retos que ya comenzamos a estudiar y desarrollar en un nuevo trabajo técnico que seguramente basará sus resultados en las consecuencias de este estudio.

Seguramente en la mayoría de las empresas mexicanas es la implementación de sistemas similares al desarrollado en el presente trabajo, para mejorar su competitividad y supervivencia así como el de afrontar los fuertes retos que impone la economía global.

BIBLIOGRAFÍA

- 1 Ambriz, Juan José; Paredes, Hernando. "Monografía del Diplomado de Cogeneración" U. A. M y U. V. México, 1993
- 2 Baca Urbina, Gabriel. "Evaluación de proyectos". 4a ed. Ed. Mc Graw-Hill. México 2001
- 3 Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. (1996), "Thermal Design and optimisation" J. Wiley & Sons, Inc., New York.
- 4 Bloch P. Heinz; "Guía práctica para la tecnología de las turbinas de vapor" Mc Graw Hill; Méx.
- 5 Boer, Dieter; "Producción i gestió de la Enginyeria Química" Esp. 2005
- 6 Cotton F., Albert y Wilkinson, Geoffrey. "Química Inorgánica Avanzada". Sexta ed. Tr. Dr. Rubén Levitus y Dr. Rodolfo H. Busch. Ed. Limusa, México,. 1999
- 7 Deucker, Werner W., West, James R. "The Manufacture of Sulphuric Acid" American Chemical Society Monograph Serie. New York, U.S.A. 1974.
- 8 Dharmadhikari S., "Consider Trigeneration Techniques for Process Plants", Hydrocarbon processing: 91-100 (1997).
- 9 Dijkema, G. P., Luteijn, J. y Cees P., "Design of Trigeneration Systems- Process Integrated Applications of Energy Conversion Devices in Chemical Plants", Chemical Engineering Communications: 168, 111-125 (1998).
- 10 Emho, L., "District Energy Efficiency Improvement with Trigeneration: Basic Considerations and Case Studies", Journal of the Association of Energy Engineering: 100 (2), 66-80 (2003).
- 11 Fernández Diez, Pedro; "Turbinas de Vapor"; Universidad de Cantabria, Esp.
- 12 Gaffert, G.A. "Centrales de Vapor" Ed. Reverté, México, 1998
- 13 Gasca, Neri Rogelio; "www.conservaenergia.com"
- 14 Hans Dieter Heermes, Harry Lehman. "Barreras en la implementación de medidas de Uso Racional de Energía. Manual para Consultores y Expertos". Barcelona, España. 2003

- 15 Havelky, V., "Energetic Efficiency of Cogeneration Systems for Combined Heat, Cold and Power Production", International Journal of Refrigeration: 22, 479-485 (1999).
- 16 Haywood, R. W. "Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refriegeración" 2da. Edic. Ed. Limusa, Esp
- 17 Hernández Sampieri, Roberto y otros. "Metodología de la Investigación". 3ª. Ed. Editorial Mc Graw Hill. México, 1991
- 18 Horlock, J. H. (1997), "Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)" Krieger Publishing Company, Malabar, Florida 1999.
- 19 Kenneth, Salisbury J.; "Steam Turbines and Their Cycles" G. E. New York 1974,
- 20 Kitto, Mike. Statistical Supplement. "British Sulphur Consultants". Sulphur Magazine. Julio- Agosto. 2004.
- 21 Lapina, Ronald P., Levenspiel, Octave. "The Chemical Reactor Omnibook". 1ra. ed. Ed. OSU Book Stores, Inc. Corvallis, Oregon, 2002
- 22 Linnhoff, B., Townsend, D.W., Boland, D., Hewitt, D.F., Thomas, B.E.A., Guy, A.R. y Marsland, R.H., "User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy", Institution of Chemical Engineers. IchemE, Rugby-UK (1982).
- 23 Mehra, Y. R., "Refrigeration Systems for Low Temperature Processes", Chemical Engineering: 12, 94-103 (1982).
- 24 Neerken, Richard; "Compresores, Serie Crane" Ed. McGraw-Hill; Méx. 1998
- 25 Pallarés, Huici Enrique "Apuntes de Sistemas Energéticos Tomo II Centrales Térmicas". Universidad Politécnica de Valencia Servicios de Pub.1997
- 26 Paredes, Hernando. Ambriz, Juan "Diplomado de Administración y Ahorro de Energía" UAM, México, 1995
- 27 Planchú, Lima Alberto; "Cogeneración, Monografía del Programa de Certificación PCCE ATPAE", Méx. 2002
- 28 Polley, G. T. y Sarabchi K., "Maximize Fuel Efficiency of Cogeneration Systems", Chemical Engineering Progress: 69-74 (2000).
- 29 Polo, Encinas, Manuel; "Turbomáquinas de Fluido Compresible", Ed. Limusa; Méx. 1984

- 30 Pérez García, Samuel. "El Ensayo Pedagógico como alternativa de titulación en la Unidad 305 de la UPN. Coatzacoalcos, Ver.", 1998, 93 pp. Tesina (Licenciatura en Pedagogía). Universidad Pedagógica Nacional.
- 31 Ramsay, Bruce; "Educogen. The European Educational Tool on Cogeneration"; University of Dundee, Francia; 2001.
- 32 Ramírez Mesa, Roberto. "Metodología de Investigación en la Energética". Coatzacoalcos, Ver., 2003, Apuntes para un libro de texto. Instituto Tecnológico de Minatitlán
- 33 Sanders, UHF; Fischer, H; Rothe, U., "Sulphur, Sulphur Dioxide and Sulphuric Acid", British Sulphur Corporation, London, England, 1999,
- 34 Schegliaiev, A. V. "Turbinas de Vapor"; Editorial MIR, Moscú, Rusia; 1985
- 35 Severns, W. H.; Degler, H. E; Miles, J. C. "Energía mediante Vapor, Aire o Gas"; Ed., Reverté; México, 1992
- 36 Sin Autor "Las Lecciones del TLCAN para los Países de América Latina y el Caribe" <http://018.worldbank.org>
- 37 Sin Autor <http://dgcnesyp.inegi.gob.mx>
- 38 Sin Autor <http://www.geocities.com>
- 39 Sin Autor. "Políticas y Normas de Innophos Fosfatados de México". 2000
- 40 Sin Autor; "Perspectivas del Petróleo para Calefacción Invierno 2005" Financial Service; Costa Rica 2004
- 41 Sin Autor; Revista Internacional de Energía PDVSA, Año II, Núm. 5 Ven.
- 42 Stodola, A.Dr. Loewenstein, Louis C, Dr.; "Steam and Gas Turbines", Ed. Peter Smith, New York 1945
- 43 Villares, Martín Mario; "Cogeneración" 2da. Ed., F. C. Editorial, España 16, 26,48,56,57
- 44 Vivier, Lucien; "Turbinas de Vapor y de Gas" Ed. URMO, España 1975
- 45 Werner W. Duecker y West R. James. "The Manufacture of Sulfuric Acid". Ed. Krieger, New York 1999.

ANEXO I: FUNCIÓN CSPLINE

```
Function cspline(datX As Range, _
    datY As Range, _
    x As Range)
```

```
'Purpose: Given a data set consisting of a list of x values
'         and y values, this function will smoothly interpolate
'         a resulting output (y) value from a given input (x) value
```

```
Dim datXcount As Integer, datYcount As Integer ' This counts how many
points are in "input" and "output" set of data
```

```
Dim y As Double
```

```
datXcount = datX.Rows.Count
```

```
datYcount = datY.Rows.Count
```

```
' Next check to be sure that "input" # points = "output" # points
```

```
If datXcount <> datYcount Then
```

```
    cspline = "CSpline: #x=#y!"
```

```
    GoTo out
```

```
End If
```

```
ReDim xin(datXcount) As Single
```

```
ReDim yin(datXcount) As Single
```

```
Dim c As Integer
```

```
For c = 1 To datXcount
```

```
    xin(c) = datX(c)
```

```
    yin(c) = datY(c)
```

```
Next c
```

```
' values are populated
```

```
Dim n As Integer 'n=datXcount
```

```
Dim l, k As Integer 'these are loop counting integers
```

```
Dim p, qn, sig, un As Single
```

```
ReDim u(datXcount - 1) As Single
```

```
ReDim yt(datXcount) As Single 'these are the 2nd deriv values
```

```
n = datXcount
```

```
yt(1) = 0
```

```
u(1) = 0
```

```
For l = 2 To n - 1
```

```
    sig = (xin(l) - xin(l - 1)) / (xin(l + 1) - xin(l - 1))
```

```
    p = sig * yt(l - 1) + 2
```

```
    yt(l) = (sig - 1) / p
```

```
    u(l) = (yin(l + 1) - yin(l)) / (xin(l + 1) - xin(l)) - (yin(l) - yin(l - 1)) / (xin(l) -  
xin(l - 1))
```

$$u(l) = (6 * u(l) / (xin(l + 1) - xin(l - 1)) - sig * u(l - 1)) / p$$

Next l

$$qn = 0$$

$$un = 0$$

$$yt(n) = (un - qn * u(n - 1)) / (qn * yt(n - 1) + 1)$$

For k = n - 1 To 1 Step -1

$$yt(k) = yt(k) * yt(k + 1) + u(k)$$

Next k

'now eval spline at one point

Dim klo, khi As Integer

Dim h, b, a As Single

' first find correct interval

$$klo = 1$$

$$khi = n$$

Do

$$k = khi - klo$$

If $xin(k) > x$ Then

$$khi = k$$

```
Else
```

```
    klo = k
```

```
End If
```

```
k = khi - klo
```

```
Loop While k > 1
```

```
h = xin(khi) - xin(klo)
```

```
a = (xin(khi) - x) / h
```

```
b = (x - xin(klo)) / h
```

```
y = a * yin(klo) + b * yin(khi) + ((a ^ 3 - a) * yt(klo) + (b ^ 3 - b) * yt(khi)) * (h ^  
2) / 6
```

```
cspline = y
```

```
out:
```

```
End Function
```

ANEXO II: NOMENCLATURA

C_p	Calor específico a presión constante, J/kg-K.
COP	Coefficiente de operación
F	Consumo de combustible, W.
H	Entalpía, J/kg.
H_3	Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor, J/kg.
H_4	Entalpía del refrigerante a la salida del compresor, J/kg.
k	C_p/C_v
m_g	Flujo másico de los gases de escape, kg/s.
m_R	Flujo másico del refrigerante, kg/s.
Q_{amb}	Pérdida de calor al ambiente, kW.
Q_C	Calor en el condensador, kW.
Q_E	Calor en el evaporador, kW.
Q_{exc}	Calor en exceso de la turbina, kW.
Q_F	Calor de la fuente de energía, kW.
Q_h	Calor disponible en los gases calientes, kW.
Q_s	Calor entregado por la turbina, kW.
r_c	Relación de compresión
r_T	Relación de presión entrada/salida en la turbina.
T	Temperatura, °C.
T_C	Temperatura del refrigerante en el condensador, °C.
T_E	Temperatura del refrigerante en el evaporador, °C.
T_F	Temperatura de la fuente, °C.

T_S	Temperatura del sumidero en la máquina de calor, °C.
T_1	Temperatura del aire de entrada al compresor, °C.
T_2	Temperatura del aire de salida del compresor, °C.
T_3	Temperatura de los gases de entrada a la turbina, °C.
T_4	Temperatura de los gases de salida de la turbina, °C.
T_{4s}	Temperatura de los gases de salida de la turbina adiabática, °C.
W_{ad}	Trabajo adiabático en el compresor, kW.
W_e	Requerimiento de potencia en el proceso, kW.
$W_{e\text{ disp}}$	Potencia disponible para el proceso, kW.
$W_{e\text{ exc}}$	Exceso de potencia producida, kW.
W_R	Consumo de potencia en la refrigeración.
W_{Te}	Producción de potencia en la turbina.
ΔH	Cambio de entalpía, kW.
h_{ad}	Eficiencia adiabática del compresor en la refrigeración.
h_c	Eficiencia del compresor.
$h_{MTideal}$	Eficiencia de Carnot .
h_{MTreal}	Eficiencia por primera ley en la máquina de calor.
h_T	Eficiencia de la turbina.
h_{TR}	Eficiencia global de la trigeneración.