



300617  
UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA  
INCORPORADA A LA UNAM

ANALISIS DE LA APLICACION DE UN SISTEMA DE  
COGENERACION CON TURBINA DE GAS EN UNA  
INDUSTRIA PAPELERA DE 100-120 TON DE  
PRODUCCION DIARIA

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA AREA  
PRINCIPAL EN INGENIERIA MECANICA**  
**P R E S E N T A :**  
**GUSTAVO LOPEZ VAZQUEZ**

DIRECTOR DE TESIS:  
ING. EDUARDO BUENDIA DOMINGUEZ

MEXICO, D. F.,

ABRIL DE 1984

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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



**LA SALLE**

Asesor de Tesis en:

Gustavo López Vázquez

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud. la continuación, el tema que aprobado por esta Dirección, trabajo como Asesor de Tesis el Ing. Eduardo Buendía Domínguez, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista con Área principal en Ingeniería Mecánica.

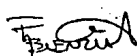
**"ANÁLISIS DE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN CON TURBINA DE GAS EN UNA INDUSTRIA PAPELERA DE 100-120 TON DE PRODUCCIÓN DIARIA"**


con el siguiente índice:

	<b>INTRODUCCION</b>
<b>CAPITULO I</b>	<b>ASPECTOS GENERALES DE LA COGENERACION</b>
<b>CAPITULO II</b>	<b>ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA PLANTA EN ESTUDIO</b>
<b>CAPITULO III</b>	<b>ALTERNATIVAS DE SISTEMAS DE COGENERACION EN LA PLANTA EN ESTUDIO</b>
<b>CAPITULO IV</b>	<b>ANÁLISIS ECONOMICO DE LAS ALTERNATIVAS</b>
	<b>CONCLUSIONES</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>
	<b>ANEXOS</b>

Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprimen en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

**A T E N T A M E N T E**  
"INDIVISA MAHENT"  
ESCUELA DE INGENIERÍA  
México, D.F., a 15 de Junio de 1994

  
ING. EDUARDO BUENDIA DOMINGUEZ ..  
ASESOR DE TESIS

  
ING. EDMUNDO BARRERA MONSIVAIS  
D I R E C T O R

**UNIVERSIDAD LA SALLE**

BENJAMIN FRANKLIN 47, TEL. 516-59-80 MEXICO 06140, D.F.

**A mis padres y a mis hermanas por todo  
el cariño y apoyo que me han brindado.**

## INDICE

INTRODUCCION. La Industria Papelera en México.....	1
Referencias.....	5
INDICE DE TABLAS.....	v
INDICE DE FIGURAS.....	vii
<b>CAPITULO 1. Aspectos generales de la cogeneración.....</b>	<b>8</b>
1.1. Cogeneración.....	6
1.2. Ventajas.....	7
1.3. Factores que inciden en la factibilidad de proyectos de cogeneración.....	13
1.4. Sistemas de cogeneración.....	17
1.4.1. Sistemas con turbinas de vapor.....	17
1.4.2. Sistemas con motores reciprocantes.....	21
1.4.3. Sistemas con turbinas de gas.....	29
1.5. Efectividad y características inherentes de los sistemas de cogeneración.....	40
1.5.1. Distribución energética de los sistemas de cogeneración.....	45
1.6. Diseño de los sistemas de cogeneración.....	48
1.7. Cogeneración en la Industria Papelera en México.....	48
Referencias.....	49
<b>CAPITULO 2. Análisis Energético de la Planta en Estudio.....</b>	<b>50</b>
2.1. Proceso.....	50
2.1.1. Materias Primas.....	50
2.1.2. Planta de Reciclo.....	51
2.1.3. Máquina de Papel.....	53
2.1.4. Acabado.....	55
2.2. Servicios.....	56
2.2.1. Aire comprimido.....	58
2.2.2. Agua limpia y recuperada.....	57
2.2.3. Vapor.....	58
2.2.4. Aire caliente.....	59
2.2.5. Red general de energía eléctrica.....	59
2.3. Operación.....	60

2.4. Comportamiento energético de la planta.....	61
Referencia.....	62
<b>CAPITULO 3. Alternativas de Sistemas de Cogeneración en la Planta en Estudio.....</b>	<b>63</b>
3.1. Selección de alternativas.....	63
3.2. Bases para cálculo del comportamiento de las alternativas a diferentes cargas.....	63
3.2.1. Turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión.....	64
3.2.2. Turbinas de gas con recuperador de calor.....	66
3.3. Comportamiento de las alternativas.....	72
3.3.1. Alternativa 1. Turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión.....	72
3.3.2. Alternativa 2. Turbina de gas para cubrir condiciones actuales.....	74
3.3.3. Alternativa 3. Turbinas de gas para cubrir condiciones futuras.....	80
3.3.4. Resumen de alternativas.....	87
3.4. Producción y consumos energéticos de alternativas.....	88
Referencias.....	91
<b>CAPITULO 4. Análisis Económico de las Alternativas.....</b>	<b>92</b>
4.1. Índices económicos.....	92
4.1.1. Periodo de recuperación.....	92
4.1.2. Valor presente neto.....	93
4.1.3. Valor anual equivalente.....	95
4.1.4. Relación beneficio-costo.....	95
4.1.5. Tasa interna de rendimiento.....	96
4.1.6. Análisis incremental.....	97
4.2. Consideraciones.....	98
4.2.1. Costo nivelado de la inversión.....	98
4.2.2. Inflación.....	99
4.2.3. Impuesto al valor agregado.....	99
4.2.4. Flujo de efectivo antes y después de impuestos.....	99
4.3. Desembolsos y beneficios económicos.....	101
4.3.1. Inversiones.....	101
4.3.1.1. Alternativa 1. Turbina de vapor de contrapresión de 2.5 MW con caldera de alta presión.....	103
4.3.1.2. Alternativa 2. Turbina de gas de 8.64 MW ISO y recuperador de calor de 26.6 ton/hr de vapor con postcombustión.....	104

4.3.1.3. Alternativa 3. Turbinas de gas (2) de 6.54 MW ISO y recuperador de calor de 26.6 ton/hr de vapor con postcombustión.....	105
4.3.2. Operación y mantenimiento.....	106
4.3.3. Costo de los energéticos.....	107
4.3.3.1. Consumo eléctrico (Energía eléctrica).....	107
4.3.3.2. Demanda eléctrica (Potencia eléctrica).....	107
4.3.3.3. Respaldo eléctrico.....	107
4.3.3.4. Excedentes eléctricos.....	108
4.3.3.5. Combustóleo y gas natural.....	111
4.4. Análisis económico incremental.....	113
4.5. Análisis de sensibilidad.....	114
Referencias.....	124
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>125</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>127</b>
<b>ANEXO 1. Ciclos Termodinámicos.....</b>	<b>128</b>
A1.1. Ciclo Rankine.....	128
A1.2. Ciclo Brayton.....	131
A1.2.1. Análisis termodinámico.....	131
A1.2.2. Factores que afectan al rendimiento del ciclo Brayton.....	141
A1.2.3. Ciclo Regenerativo.....	143
A1.2.4. Ciclo Cheng.....	148
A1.3. Recuperadores de calor.....	147
A1.3.1. Análisis del recuperador de calor a las condiciones de la planta.....	151
Referencias.....	157
<b>ANEXO 2. Datos térmicos y eléctricos de la planta en estudio.....</b>	<b>158</b>
A2.1. Arreglo del sistema térmico.....	158
A2.1.1. Calderas.....	158
A2.1.2. Planta de Reciclo.....	171
A2.1.3. Máquina de Papel.....	175
A2.1.4. Calentadores de aire.....	187
A2.2. Arreglo del sistema eléctrico.....	192
A2.3. Comportamiento energético de la planta.....	194

A2.3.1. Escenario actual.....	195
A2.3.2. Escenario futuro.....	202
Referencias.....	205



# INDICE DE TABLAS.

## INTRODUCCION.

1. Consumo de energía por rama industrial en México, 1987-1990 .....	2
2. Consumo energético por tipo de papel en CEE .....	3
3. Consumo energético por tipo de papel en México .....	3

## CAPITULO 1.

1.1. Costos de operación de sistemas de cogeneración contra sistemas convencionales..	11
1.2. Disponibilidad de unidades de sistemas de cogeneración .....	15
1.3. Características de los gases de salida de turbinas de gas .....	38
1.4. Índice de energía térmica-eléctrica de cada tecnología .....	41

## CAPITULO 2.

2.1. Demanda energética de la planta escenario actual .....	61
2.2. Demanda energética de la planta escenario futuro .....	62

## CAPITULO 3.

3.1. Tabla de estados de alternativa 1, turbina de vapor de contrapresión .....	64
3.2. Tabla de cálculo de comportamiento alternativa 1 .....	67
3.3. Condiciones de análisis ISO de turbinas de gas .....	68
3.4. Tabla de cálculo de comportamiento de turbinas de gas en condiciones ISO .....	69
3.5. Condiciones de ubicación de planta y recuperador de calor para análisis de comportamiento.....	70
3.6. Tabla de cálculo del comportamiento de turbina de con recuperador de calor a condiciones del sitio.....	71
3.7. Comportamiento alternativa 1, turbina de vapor de contrapresión.....	72
3.8. Comportamiento ISO turbina de gas alternativa 2, turbina de gas para condiciones actuales.....	76
3.9. Comportamiento de alternativa 2 en condiciones actuales con post-combustión.....	77
3.10. Comportamiento de alternativa 2 en condiciones actuales con excedentes eléctricos.....	78
3.11. Comportamiento de alternativa 2 en condiciones futuras .....	79
3.12. Comportamiento ISO turbina de gas alternativa 3, turbinas de gas para condiciones futuras .....	82
3.13. Comportamiento de alternativa 3 en condiciones actuales .....	84
3.14. Comportamiento de alternativa 3 en condiciones futuras con post-combustión .....	85

3.15. Comportamiento de alternativa 3 en condiciones futuras con excedente eléctricos..	86
3.16. Comportamiento promedio de alternativas.....	87
3.17. Producción y consumos energéticos anuales de las alternativas propuestas.....	89

#### **CAPITULO 4.**

4.1. Respaldo eléctrico anual.....	108
4.2. Consumo anual de combustóleo desplazado por los sistemas de cogeneración.....	112
4.3. Análisis económico incremental: Situación actual vs alternativa 1 (turbina de vapor de contrapresión).....	115
4.4. Análisis económico incremental: Situación actual vs alternativa 2 (turbina de gas de 8.84 MW con post-combustión).....	116
4.5. Análisis económico incremental: Situación actual vs alternativa 2' (turbina de gas de 8.84 MW con excedentes eléctricos).....	117
4.6. Análisis económico incremental: Situación actual vs alternativa 3 (turbinas de gas de 6.54 MW con post-combustión).....	118
4.7. Análisis económico incremental: Situación actual vs alternativa 3' (turbinas de gas de 6.54 MW con excedentes eléctricos).....	119

#### **ANEXO 1.**

A1.1. Condiciones recomendadas de generación de vapor de alta presión.....	128
--	-----

#### **ANEXO 2.**

A2.1. Pérdidas por radiación, convección, purgas y gases en calderas.....	168
A2.2. Eficiencia de las calderas considerando únicamente pérdidas en gases.....	170
A2.3. Eficiencia de calderas.....	170
A2.4. Producción de vapor a partir del consumo de combustóleo.....	171
A2.5. Consumo mensual de vapor en la Planta de Reciclo.....	175
A2.6. Consumo de vapor en Máquina de Papel, obtenido de la resta de la producción total menos el consumo de Planta de Reciclo.....	186
A2.7. Consumo de gas l.p.....	190
A2.8. Distribución de motores por área.....	192
A2.9. Estadísticas eléctricas.....	193
A2.10. Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario actual.....	198
A2.11. Escalones del comportamiento energético de la planta, escenario actual.....	201
A2.12. Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario futuro.....	203
A2.13. Comportamiento energético de la planta, escenario futuro.....	203

## INDICE DE FIGURAS.

### CAPITULO 1.

1.1. Flujo de energía en un sistema de cogeneración superior. ....	7
1.2. Flujo de energía en un sistema de cogeneración inferior. ....	8
1.3. Elementos y diagrama T-s del ciclo Rankine sencillo. ....	9
1.4. Diagrama de Sankey de una planta termoeléctrica. ....	10
1.5. Diagrama de Sankey de un generador de vapor convencional. ....	11
1.6. Comparación de eficiencia global de sistemas de cogeneración contra sistemas convencionales de generación eléctrica. ....	12
1.7. Sistema superior de cogeneración con turbinas de vapor de contrapresión para generación de energía eléctrica y mecánica. ....	20
1.8. Sistema inferior con turbinas de vapor. ....	20
1.9. Ciclo Otto. ....	21
1.10. Diagramas P-v y T-s del ciclo Otto típico de aire. ....	22
1.11. Rendimiento del ciclo Otto en función de la relación de compresión. ....	24
1.12. Diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel. ....	25
1.13. Sistema de cogeneración de motor Diesel con agua caliente hasta 99 °C. ....	27
1.14. Sistema de cogeneración de motor Diesel con agua caliente hasta 121 °C. ....	27
1.15. Sistema de cogeneración de motor Diesel con agua sobrecalentada hasta 121 °C y caldera de vaporización rápida. ....	28
1.16. Sistema de cogeneración de motor Diesel de enfriamiento con ebullición. ....	28
1.17. Diagrama de turbina de gas. Ciclo abierto y ciclo cerrado. ....	29
1.18 a) Turbina de gas axial monoje, b) Turbina de gas radial monoje. ....	31
1.19. Turbina de gas monoje. ....	32
1.20. Turbina de gas de dos ejes. ....	32
1.21. Turbina de gas de tres ejes. ....	33
1.22. Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton ideal. ....	33
1.23. Sistema de cogeneración de turbina de gas con recuperador de calor. ....	35
1.24. Ciclo combinado. ....	36
1.25. Sistema de cogeneración de ciclo Combinado. ....	36
1.26 a) Recuperador de calor de circulación natural, b) recuperador de calor de circulación forzada. ....	37
1.27. Ahorro de energía primaria (FAC) contra relación calor-electricidad. ....	44
1.28. Rendimiento total del sistema de cogeneración (IUC) contra relación calor-electricidad. ....	44

1.29. Diagrama de Sankey de sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión.....	45
1.30. Diagrama de Sankey de sistema de cogeneración de turbina de gas con recuperador de calor.....	45
1.31. Diagrama de Sankey de sistema de cogeneración de motor reciprocante con recuperador de calor.....	46

## **CAPITULO 2.**

2.0. Arreglo general de la planta .....	50a
2.1. Diagrama de bloques de Planta de Reciclo.....	52
2.2. Diagrama de bloques de Máquina de Papel.....	54
2.3. Diagrama de bloques de Acabado.....	55
2.4. Aire comprimido.....	56
2.5. Agua limpia y recuperada.....	57
2.6. Diagrama del sistema térmico de la planta.....	58
2.7. Sistema eléctrico general.....	60

## **CAPITULO 3.**

3.1. Diagrama T-s del ciclo del sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión, alternativa 1.....	64
3.2. Diagrama alternativa 1. Turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión.....	73
3.3. Diagrama alternativa 2. Turbina de gas con recuperador de calor con post-combustión para condiciones actuales.....	74
3.4. Diagrama alternativa 3. Turbinas de gas (2) con recuperador de calor con post-combustión para condiciones futuras.....	82
3.5. Tiempo de operación de las alternativas.....	89

## **CAPITULO 4.**

4.1. Flujo de efectivo de una serie de ingresos y de la inversión.....	93
4.2. Comportamiento del VPN y del VAE en función de la tasa de interés.....	94
4.3. Diagrama de flujo que relaciona una cantidad presente con una serie uniforme de flujos de efectivo.....	95
4.4. Valor Presente Neto y su relación con la TIR.....	97
4.5 a) Valor Presente Neto contra fracción de las inversiones. b) Tasa Interna de Rendimiento contra fracción de las inversiones.....	120

4.6 a) Análisis de sensibilidad de alternativas 1 (turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión) y 2' (turbina de gas para condiciones actuales con recuperador de calor con producción de excedentes eléctricos), Valor Presente Neto contra variaciones.	122
4.6 b) Análisis de sensibilidad de alternativas 1 y alternativa 2', Tasa Interna de Rendimiento contra variaciones.	123

## ANEXO 1.

A1.1. Diagrama de T-s del ciclo Rankine de un sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión.	129
A1.2. Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton real.	131
A1.3. Compresor de aire.	132
A1.4. Cámara de combustión.	134.
A1.5. Turbina.	135
A1.6. Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton para control de la potencia entregada.	137
A1.7. Curvas de trabajo neto del ciclo Brayton a diferentes relaciones de compresión y temperaturas de combustión.	138
A1.8. Rendimientos teóricos del ciclo Brayton sencillo a condiciones ISO.	140
A1.9. Rendimientos reales del ciclo Brayton sencillo.	140
A1.10. Densidad relativa del aire o factor de corrección de potencia de turbinas de gas con respecto a la altitud.	141
A1.11. Efecto de la temperatura ambiente sobre la potencia de salida de turbinas de gas, flujo de aire y relación de calor.	142
A1.12. Diagrama del ciclo Regenerativo de turbina de gas, y diagramas T-s.	143
A1.13. Eficiencias del ciclo Brayton Regenerativo ideal y del ciclo Brayton Ideal contra relación de compresión.	144
A1.14. Diagrama T-s del regenerador real.	145
A1.15. Diagrama de los componentes del ciclo Cheng.	146
A1.16. Inyección promedio de vapor (para disminución de NOx) para diferentes opciones de inyección de vapor para incremento de masa.	147
A1.17. Comportamiento de la temperatura de los gases y el vapor a través de un recuperador de calor de un nivel de presión.	148
A1.18. Producción de vapor de un recuperador de vapor sin post-combustión.	148
A1.19. Producción de vapor y adición de combustible en un recuperador de calor con post-combustión.	149
A1.20 a) Variación de flujo de vapor al variar la carga de la turbina y temperatura ambiente.	149

A1.20 b) Temperatura de vapor al variar la carga de la turbina y temperatura ambiente..	150
A1.21. Producción de vapor para dos turbinas de la misma potencia pero con diferente flujo de aire.....	150
A1.22. Diagrama del recuperador de calor requerido, perfil de temperaturas en sus diferentes secciones y diagrama de bloques para balance térmico. ....	151
A1.23. Perfil de temperaturas real de diseño para un recuperador como el requerido. ....	155
A1.24. Variación de los perfiles de temperatura al disminuir la generación de vapor.....	155

## **ANEXO 2.**

A2.1. Volumen de control sobre una caldera.....	159
A2.2. Diagrama de alimentación de combustible y producción de vapor de las calderas..	167
A2.3. Planta de Reciclo: molino helicoidal y tanque aislado.....	172
A2.4. Planta de Reciclo: dispersor.....	173
A2.5. Máquina de Papel: Condiciones de operación de las secciones de secado.....	176
A2.6. Necesidades térmicas de secciones de secado de Máquina de Papel.....	177
A2.7. Máquina de Papel: Prensa de encolado.....	180
A2.8. Demanda eléctrica del mes de muestra.....	192
A2.9. Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario actual.....	200
A2.10. Escalones del comportamiento energético de la planta, escenario actual.....	201
A2.11. Relación calor-electricidad de los escalones de comportamiento energético.....	202

## **INTRODUCCION.**

### **LA INDUSTRIA PAPELERA EN MEXICO.**

Existe una gran diversidad de tipos de papel, diferenciados por sus características como: peso, espesor, resistencia mecánica, color, dureza y porosidad; que pueden clasificarse en:

- Periódico
- Impresión y escritura
- Empaque y embalaje
- Sanitario y facial
- Especiales

El nivel de consumo de papel está estrechamente relacionado a la actividad económica del país. En periodos de expansión de la economía aumenta la demanda de artículos de empaque y embalaje, de manera paralela con la producción industrial y el ingreso per-cápita. En el caso contrario, en contracciones económicas se reduce este consumo.

La economía de escala de esta industria es alta, necesitando volúmenes de producción altos y tecnología altamente intensiva para ser rentable. Esto ocasiona que países en desarrollo no puedan independizarse de su producción y abasto de papel.

Derivado del incremento continuo en los precios de materias primas y de los combustibles, la selección de nuevos procesos de producción de celulosa y papel ha adquirido una importancia relevante, al igual que la ampliación de los procesos de reciclado para el aprovechamiento de mayores cantidades de papel de desecho.

A nivel mundial la industria papelera ha experimentado un elevado crecimiento durante los últimos 25 años.

Para 1983, el 85% de la producción mundial se concentraba en 15 países, de los cuales los tres primeros productores: E.U., Japón y Canadá, cubrían el 50%, y sólo cuatro de estos quince: Canadá, Suecia, Finlandia y Brasil, eran exportadores.

La industria de la celulosa y el papel en México en 1985 lo formaban 7 empresas fabricantes de

celulosa, catorce empresas integradas para fabricar celulosa y papel y cuarenta y ocho solamente papel.

El consumo de energía de esta industria en México se encuentra entre las 6 primeras, tabla 1.

RAMA INDUSTRIAL	1987	%	1988	%	1989	%	1990	%
	Millones de TEP *							
Siderurgia	5.1560	18.09	5.1834	19.16	5.1124	18.77	5.0387	18.94
Petroquímica Básica	4.9938	17.52	5.1494	19.10	3.8587	14.17	4.5085	15.16
Química	2.8345	9.94	2.8538	10.70	3.1994	11.75	3.2464	10.92
Cemento	2.3786	8.34	2.5368	9.41	2.2744	8.35	2.1771	7.32
Azúcar	3.0033	10.54	2.9565	10.97	3.1900	11.71	3.0498	10.25
Celulosa y Papel	1.1744	4.12	1.1238	4.17	1.3886	5.13	1.4906	4.71
Minería	1.0696	3.75	1.0589	3.93	1.1578	4.25	1.2465	4.19
Vidrio	0.9037	3.17	0.7318	2.71	0.9500	3.49	1.0674	3.59
Fertilizantes	0.2964	1.04	0.3116	1.16	0.3436	1.26	0.3586	1.21
Aluminio	0.1143	0.40	0.1426	0.53	0.1478	0.54	0.1424	0.48
Automotriz	0.1089	0.38	0.1163	0.43	0.1317	0.48	0.1451	0.49
Hule	0.0965	0.34	0.1142	0.42	0.1320	0.48	0.1180	0.39
Construcción	0.0720	0.25	0.0908	0.34	0.1341	0.49	0.1434	0.48
Otras Ramas	6.3053	22.12	4.5762	16.98	5.2086	19.12	7.1011	23.88
<b>TOTAL</b>	<b>28.5073</b>		<b>26.9552</b>		<b>27.2391</b>		<b>29.7416</b>	

\* TEP (Toneladas Equivalentes de Petróleo) = 4 000 kWh.

TABLA 1. Consumo de energía por rama industrial en México 1987-1990 (Ref. 1).

Y en los países industrializados miembros de la OCDE (Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico), esta industria es considerada como cuarta consumidora de energía, después de: siderurgia, química y petroquímica.

La contabilidad de costos de las empresas de este sector, muestra que los rubros correspondientes a energía absorben entre 15 y 20% del costo total de los productos, representando la energía eléctrica casi un tercio de este valor.

En los consumos específicos de energía de la industria del papel generalmente se incluye la parte relativa a la producción de celulosa, por lo que un país con mayor independencia en el



abasto de celulosa parecería tener mayores consumos específicos. La tabla 2 muestra los consumos específicos de los países de la Comunidad Económica Europea (CEE). Las diferencias observadas se deben principalmente a la tecnología utilizada.

TIPO DE PAPEL	CONSUMO DE ELECTRICIDAD	CONSUMO DE VAPOR
	TEP/ton	TEP/ton
Impresión	0.0833 - 0.5138	0.0976 - 0.8718
Embalaje	0.0550 - 0.5900	0.1720 - 0.4920
Especiales	0.1050 - 0.3750	0.3224 - 0.3606
Cartón	0.0275 - 0.2350	0.1099 - 0.3806

TABLA 2. Consumo energético por tipo de papel en la CEE (Ref. 2).

En México los consumo específicos son de 10 a 160 veces mayores, debido sobre todo al rezago tecnológico que arrastra esta industria, tabla 3.

TIPO DE PAPEL	TEP/ton papel
Cartón	0.0121 - 1.9453
Bond	0.1501 - 4.8100
Industrial	0.2795 - 3.7944
Semi-Kraft	0.3609 - 0.7557
Bristol	0.0847 - 1.4726
Periférico	0.3045 - 0.9474

TABLA 3. Consumo energético por tipo de papel en México (Ref. 2).

Por lo anterior, para que esta industria sea competente tanto en el mercado nacional como en el mercado internacional, es clara la necesidad de reducir su consumo de energía, lo cual puede realizarse por medio de:

**MEDIDAS INDIRECTAS.** Las medidas indirectas no tienen por objetivo el ahorro de energía, sino que están orientadas a puntos productivos, pero reducen los consumos energéticos específicos, como: aumento de utilización de la capacidad instalada (para alcanzar su punto máximo de producción que por lo general es el óptimo), eliminar "cuellos de botella" en

el proceso y establecer programas de control sobre el proceso para estabilizarlo.

**PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO.** El mantenimiento preventivo continuo reduce el número y gravedad de los paros no programados, además de asegurar que los equipos trabajen en óptimas condiciones. Con esto la planta opera de manera constante y a carga normal aprovechando la eficiencia alta de sus equipos.

**NUEVAS TECNOLOGIAS.** El desarrollo de tecnología da como resultado equipos que utilizan con mayor rendimiento tanto la materia prima como la energía suministrada para su transformación, o el mejor aprovechamiento de los recursos naturales utilizados indirectamente para el proceso como los combustibles, quedando en este punto el desarrollo de proyectos de **COGENERACION.**

**EQUIPOS DE AUTOMATIZACION Y CONTROL.** Y por último, una vez alcanzados los objetivos de mejora con las medidas anteriores (una vez optimizado y controlado el proceso), se puede proceder a instalar equipos automatizados y controladores del proceso que aseguran el nivel de utilización o carga de la planta, con el suministro de energía y materiales necesarios únicamente.

Así, el presente trabajo se desarrolla sobre el tema de ahorro de energía a través de proyectos de Cogeneración, partiendo de la exposición de los conceptos básicos y de las características de las diferentes tecnologías (Capítulo 1, Anexo 1), analizando la posibilidad concreta del desarrollo de un proyecto de cogeneración en una planta papelera (caracterizada energéticamente en el Capítulo 2 y Anexo 2), llevando a cabo el estudio tanto en el aspecto técnico (Capítulo 3) como en el aspecto económico (Capítulo 4).

**Referencias:**

1. **Secretaría de Energía, Minas e Industria Paraestatal (SEMIP); "Balances Nacionales de Energía"; México 1987 a 1990.**
2. **MONEDERO DE LA VEGA, ARTURO; RUIZ ESPARZA G., ROGELIO; FERNANDEZ G., LUIS; BUENDIA D., EDUARDO; "Apuntes del Diplomado en Cogeneración"; Departamento de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería, UNAM; México 1992; Módulo 4.**

## CAPITULO 1. ASPECTOS GENERALES DE LA COGENERACION

### 1.1. COGENERACION

Un gran número de industrias requieren de grandes cantidades de energía eléctrica y energía térmica (en forma de gases o líquidos calientes) para llevar a cabo sus procesos de transformación de la materia prima. De manera normal o "convencional" se adquiere la primera de la red de distribución eléctrica y la segunda con equipos de combustión (como hornos, calderas y calcinadores) en la misma planta.

A partir del incremento del precio de los combustibles a nivel mundial en la década de 1970 (que para 1973 el incremento fue de 3 USD a 12 USD por barril de crudo y para 1979 de 12 USD a 34 USD por barril de crudo (Ref. 1)), y con la implementación de nuevas tecnologías se comenzó la búsqueda de alternativas para producir la misma cantidad de energéticos de transformación con un menor consumo de recursos, desarrollándose la producción simultánea de energía eléctrica y energía térmica, denominada COGENERACION.

Cogeneración en su concepto más amplio se define como la producción conjunta de dos o más manifestaciones de energía a partir de una misma fuente energética. Cabe aclarar que las manifestaciones de energía son tales como mecánica, térmica y eléctrica, y se utilizan en el proceso productivo de la planta.

Esta técnica no es nueva, tiene sus inicios en la revolución industrial y el comienzo de la industria de generación eléctrica, fue utilizada por varias industrias en Europa y Estados Unidos a principios de siglo, pero la reducción de costos por economía de escala de las centrales eléctricas, su extensión de redes de distribución, el desarrollo de equipos térmicos de baja capacidad y el bajo costo de los energéticos en aquella época la dejaron a un lado.

Existen dos clasificaciones globales de sistemas de cogeneración que dependen del tipo de proceso al cual se aplique:

#### 1. Sistemas Superiores o Primarios (Topping)

Este tipo de sistemas se aplican en procesos que requieren de energía térmica de baja calidad o

baja exergía (como vapor de baja presión y temperatura o agua caliente o gases de temperatura media a baja), siendo esta energía un producto residual del equipo de generación de energía eléctrica, que tiene como entrada energía térmica de alta calidad o alta exergía (como vapor de alta presión y temperatura o gases calientes de alta temperatura). Ver figura 1.1.

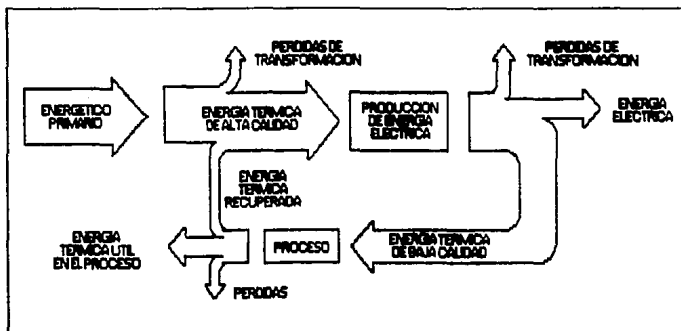


FIGURA 1.1. Flujo de energía en un sistema de cogeneración superior.

## 2. Sistemas Inferiores o Secundarios (Bottoming)

En procesos que necesitan energía térmica de alta calidad o alta exergía se aprovechan los residuos para producir energía eléctrica, dando lugar a los Sistemas Inferiores, figura 1.2. Por ejemplo éstos se tienen o pueden adaptarse en plantas que tengan hornos de calcinación en su proceso, como en cementeras.

### 1.2. VENTAJAS

Los principales elementos que impulsan el desarrollo de los sistemas de cogeneración son:

1o. Reducción del consumo total de combustibles a nivel nacional.

Las características de operación de los sistemas de generación eléctrica en México tienen su

representación por las plantas termoeléctricas de gas y combustóleo, con un porcentaje de la capacidad total de producción efectiva de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) del 47% (Ref. 2).

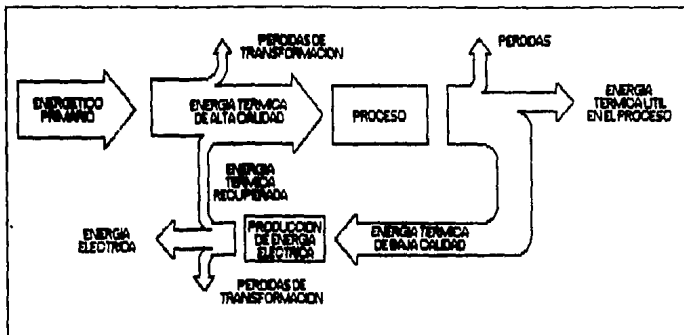


FIGURA 1.2. Flujo de energía en un sistema de cogeneración inferior.

Estas plantas termoeléctricas tienen la ventaja de la economía de escala, es decir, al aumentar el tamaño de los equipos se tiene un aumento en la eficiencia de conversión y una disminución en los costos de generación por unidad. Las plantas termoeléctricas trabajan bajo el principio termodinámico del ciclo Rankine, que se muestra en la figura 1.3, y se explica a continuación:

La caldera recibe el agua de alimentación en condiciones de líquido subenfriado (6), debido a que sólo se añade presión con la bomba, se lleva el agua a condiciones de líquido saturado con un precalentador (1), para así entrar al evaporador.

Para evitar problemas de erosión y vibración por la formación de gotas en las porciones de alta velocidad de la turbina o expansor del ciclo es preferible que el fluido en expansión continúe en fase de vapor hasta completar la expansión. Esto puede lograrse sobrecalentando a presión constante el fluido de trabajo antes de entrar a la turbina (3). Controlando la cantidad de sobrecalentamiento es posible determinar previamente el estado del fluido en la salida de la turbina porque su entropía y su presión están fijadas. El fluido sale de la turbina como vapor saturado o un poco sobrecalentado (4); entra en el condensador y sale a condiciones de líquido

saturado o un poco subenfriado (5), para evitar en la bomba problemas mecánicos por manejo del fluido en dos fases gas-líquido.

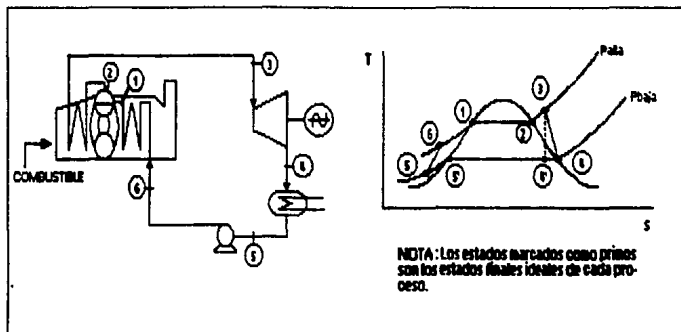


FIGURA 1.3. Elementos y diagrama T-s del ciclo Rankine sencillo.

Los estados marcados como primos representan los estados finales ideales de cada proceso tomados como isentrópicos (adiabáticos y reversibles).

De la expansión del vapor en la turbina se obtiene trabajo, que por medio de un sistema de transmisión mecánica-alternador se genera la energía eléctrica.

Utilizando presiones altas de vapor sobrecalentado, estado (3), y añadiendo pasos de recalentamiento (ciclo de recalentamiento) con turbinas de alta y baja presión, proceso (3)-(4), se incrementa el rendimiento del ciclo.

Una planta de ciclo sencillo alcanza eficiencias altas globales del 34%, produciendo 1 kW-h eléctrico con 10 500 kJ de energía térmica suministrada; y una planta con ciclo de recalentamiento alcanza eficiencias de hasta el 38%, utilizando 9 474 kJ de energía térmica por kW-h generado (Ref. 3).

Las centrales termoeléctricas utilizan generalmente como fuente primaria de energía el combustible fósil o el gas natural; en la actualidad las centrales de la CFE utilizan básicamente

combustión y utilizan el ciclo Rankine de recalentamiento.

La desventaja que presenta este ciclo es la gran cantidad de pérdidas térmicas generadas en el condensador, que a pesar de ser de baja calidad su cantidad las hace notar. La figura 1.4 muestra el diagrama de Sankey para una planta termoeléctrica normal mexicana, con eficiencia global del 34% (Ref. 4).

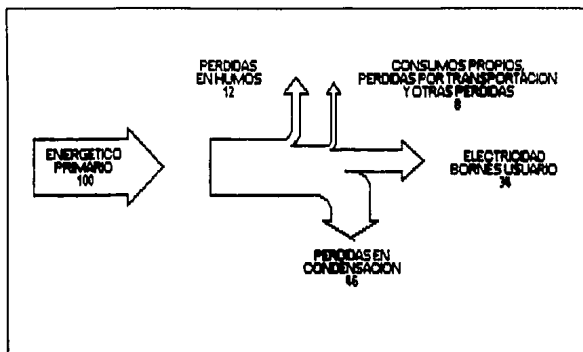


FIGURA 1.4. Diagrama de Sankey de una planta termoeléctrica (Ref. 5).

Para la generación de energía térmica normalmente se tienen equipos de combustión, en planta que llegan a tener eficiencias del 85%, como se ve en la caldera 1 de la planta analizada del inciso A2.1.1, pág. 170. Su diagrama de Sankey se observa en la figura 1.5.

En sistemas de cogeneración los equipos generadores de energía eléctrica por lo general son de capacidades medianas a pequeñas, restándoles eficiencia por escala, pero con la ventaja de ocupar al proceso como pozo térmico, que eleva la eficiencia total del sistema.

De manera representativa se observa en la figura 1.6 la diferencia de la eficiencia total de conversión para sistemas convencionales y de cogeneración:



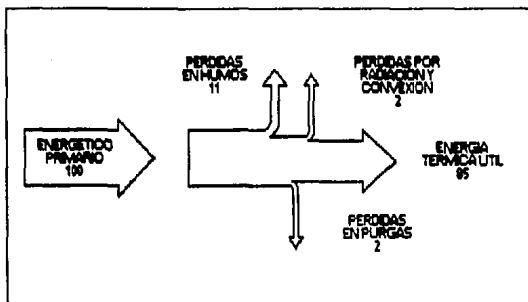


FIGURA 1.5. Diagrama de Sankey de un generador de vapor convencional.

En los dos casos de sistemas de cogeneración se observa una reducción en el consumo de energéticos primarios para producir la misma cantidad de energía útil, con lo que se obtiene una opción de mayor aprovechamiento de las reservas. En lugar de consumir  $153 \text{ u}^1$  ( $120 \text{ u}$ )<sup>2</sup> se consumen 100 u. La eficiencia se incrementa del 56% (59%) al 85% (83%).

Es necesario hacer notar que la industria que implante un sistema de cogeneración AUMENTARA su consumo de combustible, pero disminuirá la compra de energía eléctrica, por lo que para obtener una mejora económica que sea rentable, es necesario que de manera general se cumpla con un equilibrio de costos como se muestra a continuación:

FACTURACION	SISTEMA DE COGENERACION	SISTEMA CONVENCIONAL	COSTO (N\$)
Combustible ( $u_t$ ) <sup>3</sup>	100	65 (82)	P <sub>1</sub>
Electricidad ( $u_e$ )	0	30 (13)	P <sub>2</sub>
Operación y mantenimiento. (N\$)	M <sub>2</sub>	M <sub>1</sub>	

TABLA 1.1. Costos de operación de sistemas de cogeneración contra sistemas convencionales.

<sup>1</sup> La "u" denota unidades de energía.

<sup>2</sup> Las cantidades sin paréntesis corresponden a un sistema de cogeneración de Turbina de Gas y las cantidades entre paréntesis a un sistema de cogeneración de Turbina de Vapor de Contrapresión (Ver inciso 1.4).

<sup>3</sup> El subíndice "t" indica unidades térmicas y el subíndice "e", unidades eléctricas.

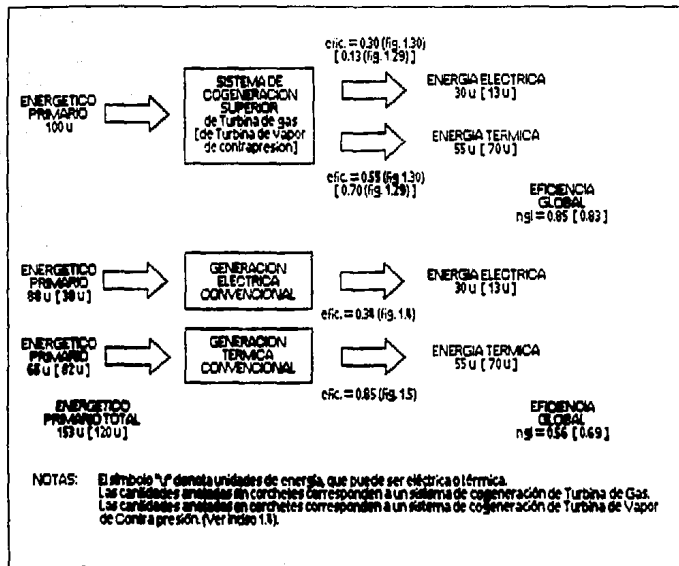


FIGURA 1.6. Comparación de eficiencia global de sistemas de cogeneración contra sistemas convencionales.

Para una planta de sistema de cogeneración de turbina de gas:

$$\begin{aligned}
 100 P_1 + M_2 &< 65 P_1 + 30 P_2 + M_1 \\
 35 P_1 - 30 P_2 - (M_1 - M_2) &< 0
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

Para una planta de sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión:

$$\begin{aligned}
 100 P_1 + M_2 &< 82 P_1 + 13 P_2 + M_1 \\
 18 P_1 - 13 P_2 - (M_1 - M_2) &< 0
 \end{aligned}
 \tag{1.2}$$

Donde,

P<sub>1</sub>. costo del combustible

P<sub>2</sub>. costo de la electricidad

M<sub>1</sub>. costo de operación y mantenimiento de sistema convencional

M<sub>2</sub>. costo de operación y mantenimiento de sistema de cogeneración

En las ecuaciones 1.1 y 1.2 se observa que el precio de los combustibles y de la electricidad afectan de manera significativa a los beneficios obtenidos por un sistema de cogeneración. Este punto se desarrolla con mayor detalle en el capítulo 4, inciso 4.3.3.

2o. Reducción de inversiones del presupuesto público para cubrir la demanda eléctrica nacional.

Las industrias se autoabastecerían eléctricamente con sistemas de cogeneración y además, en su caso, podrían exportar excedentes a la red pública.

Actualmente la capacidad instalada de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) asciende a 28 GW, y en diez años se preve que la demanda se duplicará, de ahí la importancia de incentivar a la iniciativa privada a participar en este tipo de proyectos para cubrir el mercado y asignar los recursos públicos a otros fines más necesarios.

3o. Zonas alejadas de infraestructura pueden industrializarse.

4o. Disminución del impacto ambiental provocado por la combustión de energéticos primarios, al utilizarlos en menor cantidad y satisfaciendo las mismas necesidades de la industria.

5o. Por último, del lado del industrial, con la cogeneración obtiene su independencia de suministro eléctrico, evitando pérdidas o problemas por apagones y/o variaciones en la calidad de la energía proporcionada por la CFE.

### 1.3. FACTORES QUE INCIDEN EN LA FACTIBILIDAD DE PROYECTOS DE COGENERACION.

Para implantar un sistema de cogeneración en una industria, existe una gran variedad de soluciones, pero se debe hallar la más adecuada que satisfaga las necesidades de la manera más rentable. Algunos factores a considerar en esto son los siguientes:

## TIPO DE COMBUSTIBLE.

El carbón sería el mejor combustible por ser el más barato, pero su aplicación en sistemas de cogeneración no se justifica debido al alto costo de inversión en los equipos de transporte y manejo de carbón y cenizas, así como de limpieza de gases.

El combustóleo es altamente utilizado en calderas convencionales, sin embargo, su alto contenido de azufre y vanadio (especialmente en el combustible mexicano) lo hace altamente corrosivo y contaminante, necesitando sistemas de limpieza muy costosos para cumplir con las leyes de protección ambiental.

El diesel es un combustible menos contaminante que el combustóleo, pero sumamente caro, por lo que sólo es económicamente rentable como respaldo (ver Conclusiones pág. 126).

El gas natural es un combustible muy limpio, que al emplearse con un sistema de combustión adecuado no necesita de limpieza especial. Para turbinas de gas es el combustible ideal y su uso en calderas se ha extendido más. Es aproximadamente 10 % más caro que el combustóleo y es necesario, para que sea rentable, que la planta se encuentre cerca de un gasoducto con la capacidad suficiente para el sistema de cogeneración.

El precio del combustible a utilizar por el sistema de cogeneración, y el precio del combustible desplazado repercuten en gran medida en la viabilidad del proyecto.

## RELACION CALOR-ELECTRICIDAD (Q/E)

Las necesidades de energía térmica y energía eléctrica varían según los diferentes procesos, teniendo una relación proporcional característica dentro de un rango definido para cada proceso en específico, denominada relación calor-electricidad (Q/E).

Se establece al proceso como la base que define al sistema de cogeneración, y esta relación es un parámetro para establecer el tipo de sistema de cogeneración que se utilizará, aprovechando la máxima eficiencia de conversión de cada sistema (ver Inciso 1.5).

## VARIACION EN EL CONSUMO DE VAPOR

Cualquier tipo de caldera, recuperador o intercambiador de calor requiere de un cierto tiempo para satisfacer cambios en la demanda de vapor, mientras que las turbinas de vapor responden inmediatamente a las variaciones en flujo.

Esto significa que en procesos que impliquen variaciones rápidas en el consumo de vapor se recomienda el uso de turbinas de vapor con extracción y condensación en forma directa o indirecta en un ciclo combinado. Esta solución requiere que las calderas generen una cantidad mayor que la demanda de proceso. El vapor excedente va a condensación y la energía eléctrica excedente a la red pública.

## AGUA DE ENFRIAMIENTO

Para sistemas de cogeneración de turbina de vapor condensante el sistema de enfriamiento con torres húmedas consume en forma genérica un litro de agua por segundo por MW producido, con enfriamiento con torre seca este consumo disminuye sensiblemente pero el costo de inversión aumenta.

En zonas de escasez de agua, aún donde se consideran sistemas de enfriamiento de tipo seco, la turbina de gas tiene claras ventajas frente a la turbina de vapor.

## DISPONIBILIDAD

La mayoría de los procesos industriales requieren de una disponibilidad ininterrumpida de energía térmica y electricidad a proceso. Las plantas de cogeneración pueden satisfacer este requisito si su concepto se define en forma adecuada. Para lograr esto hay que considerar la disponibilidad esperada de cada componente y prever los respaldos correspondientes.

Los datos siguientes son promedios calculados con base en estadísticas obtenidas de entre 20 y 200 unidades de cada tipo:

COMPONENTE	DISPONIBILIDAD
Turbogrupo de gas	90.0%
Turbogrupo de vapor (con caldera)	91.2%
Calderas de recuperación	98.0%
Turbogrupo de vapor (sin caldera)	94.0%

TABLA 1.2. Disponibilidad de unidades de sistemas de cogeneración (Ref. 6).

## **COSTO DE LA INVERSION**

Dependiendo de la tecnología seleccionada el costo de la inversión puede variar hasta en un 400%. Sin embargo las condiciones demandadas por el proceso serán las que definan el tipo de tecnología y el nivel en el cuál la inversión sea la de mayor rentabilidad.

## **PROTECCION AMBIENTAL**

Los límites establecidos para la protección ambiental son de suma importancia en la evaluación de un proyecto por su impacto en los costos de inversión y operación de las plantas de cogeneración.

## **SITUACION GEOGRAFICA**

Los factores ambientales más importantes son: la altura sobre el nivel del mar (SNM), la temperatura ambiente y la humedad relativa del aire; los valores para establecer estos dos últimos se obtienen estadísticamente, por mes (de preferencia), de datos climatológicos fehacientes de años atrás, para evitar problemas de dimensionamiento en equipos como torres de enfriamiento y turbinas de gas.

## **ASPECTOS POLITICOS**

No solamente los aspectos tecnológicos afectan la viabilidad de proyectos de cogeneración, la administración gubernamental en aspectos de energía juega un papel decisivo; y en el momento se tienen dos puntos críticos:

1o. Se establece en el Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica del 31 de Mayo de 1993, de la Secretaría de Energía, Minas e Industria Paraestatal (SEMIP) la posibilidad de producir energía eléctrica por particulares y venderla directamente a la CFE, para que se encargue de su distribución esta dependencia, un apoyo para el desarrollo de sistemas de cogeneración con excedentes, que sin embargo, presenta incertidumbre para que se reciba la producción eléctrica del industrial por parte de la CFE, debido a que comprará la electricidad en orden ascendente al precio propuesto por los suministradores, y hasta cubrir la demanda requerida (ver capítulo 4, inciso 4.3.3.4) (Ref. 7); además de que no se ha fijado el costo del respaldo eléctrico (ver inciso capítulo 4, inciso 4.3.3.3), que de ser alto (acercándose en costo al precio de la demanda eléctrica actual) representaría una pérdida económica alta.

2o. La disponibilidad de combustibles, principalmente gas natural, de acuerdo con Petróleos Mexicanos (PEMEX) se tendrá, pero ninguna confirmación oficial se ha emitido. Esto añade tanto a la producción de energéticos como a su capacidad de distribución (Ref. 8).

Aspectos importantes que deben establecerse con bases reales en los estudios de proyectos para asegurar que realmente su operación será rentable.

#### 1.4. SISTEMAS DE COGENERACION.

Los sistemas de cogeneración se dividen de acuerdo al primotor que utilizan, quedando como:

- Sistemas con turbinas de vapor
- Sistemas con motores reciprocantes
- Sistemas con turbinas de gas

##### 1.4.1. SISTEMAS CON TURBINAS DE VAPOR

En la generación de energía eléctrica a gran escala las turbinas de vapor han ocupado un lugar importante, pero también existen unidades de capacidades menores, incluso por debajo de los 5 MW. Las turbinas de vapor se pueden clasificar en:

**TURBINAS CONDENSANTES.** Son aquellas que su escape está conectado a un condensador y en las que el vapor es expandido en la turbina hasta la presión del condensador, siempre inferior a la presión atmosférica.

**TURBINAS DE CONTRAPRESION.** El vapor es expandido parcialmente en la turbina y la salida del vapor se realiza a presión superior o igual a la atmosférica.

**TURBINAS CON EXTRACCIONES.** Parte del vapor que se expande en la turbina se extrae de ésta en algunos puntos específicos llamados pasos de la turbina, con lo que se obtiene vapor a una presión deseada. Cuando la turbina es de extracción controlada, la presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal de vapor extraído por medio de un regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada de la turbina. Si la extracción no es controlada, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de

vapor de salida de la turbina. Las turbinas con extracciones se utilizan en procesos que necesitan vapor a diferentes presiones.

**TURBINAS DE PRESION MIXTA.** La turbina es alimentada con vapor a diferentes presiones, que se inyectan en las etapas de la turbina correspondientes con estas presiones de alimentación.

De los distintos tipos de turbinas de vapor se pueden hacer combinaciones para cubrir necesidades específicas.

Su principio de operación es el ciclo Rankine, explicado en el inciso 1.2.

El rendimiento térmico de las turbinas de vapor, definido como la relación de la potencia eléctrica generada entre la energía suministrada al fluido, varía de acuerdo al tipo de turbina, su capacidad y la carga de operación.

$$\eta_{tr} = \frac{P_n}{Q_c} \quad (1.3)$$

Donde

$\eta_{tr}$ , rendimiento térmico del ciclo (en decimales)

$P_n$ , potencia eléctrica neta generada (kW)<sup>4</sup>

$Q_c$ , energía calorífica suministrada a la caldera (kW)

Este rendimiento varía del 16% para turbinas de contrapresión pura, hasta el 34% para turbinas condensantes sin extracción de ciclo sencillo, con la desventaja esta última de no disponer de vapor a su salida. En proyectos de cogeneración se utilizan con mayor frecuencia las turbinas de contrapresión, que permiten aprovechar el vapor a la salida de la turbina. Las turbinas condensantes se aplican en centrales termoeléctricas y en sistemas de cogeneración inferiores, debido a que en éstas sólo tiene importancia la generación eléctrica.

El rendimiento aumenta al aumentar la capacidad de la turbina y disminuye al disminuir la carga de operación de la misma.

---

<sup>4</sup> El subíndice "t" indica kW térmicos y el subíndice "e" kW eléctricos.



Al analizar la posibilidad de desarrollar un sistema de cogeneración con turbina de vapor se deben considerar los siguientes puntos:

1. No es posible utilizar turbinas de vapor en procesos que requieren de gases calientes en directo o vapor de alta presión.
2. Para turbinas de contrapresión su generación eléctrica y eficiencia se verán afectadas fuertemente por las variaciones de demanda de vapor del proceso.
3. Los rendimientos de las turbinas de vapor son menores que los de motores recíprocos o turbinas de gas de la misma capacidad.
4. Al instalar un sistema de cogeneración con turbina de vapor se pueden aprovechar las calderas existentes generando a mayores condiciones, con lo que se reduciría la inversión inicial.
5. La disponibilidad del combustible o regulación de los consumos de la industria deben verificarse para definir la viabilidad de instalación de un sistema de cogeneración.

La potencia de salida de la turbina, considerándola como grupo turbogenerador, es evaluada por la siguiente ecuación:

$$P = n_a n_g \frac{m_v (h_1 - h_2)}{3600} \quad (1.4)$$

Donde

P, potencia eléctrica generada (kW)

$n_a, n_g$ , eficiencias del acoplamiento y del generador eléctrico (en decimales)

$m_v$ , flujo másico de vapor (kg/h)

$h_1, h_2$ , entalpías de entrada y de salida de la turbina (kJ/kg)

En el Anexo 1, inciso A1.1, se desarrolla el análisis para determinar las condiciones de generación de un sistema de cogeneración con turbina de vapor a partir del tipo de vapor requerido en el proceso.

Las figuras 1.7 y 1.8 muestran dos ejemplos de sistemas de cogeneración con turbina de vapor.

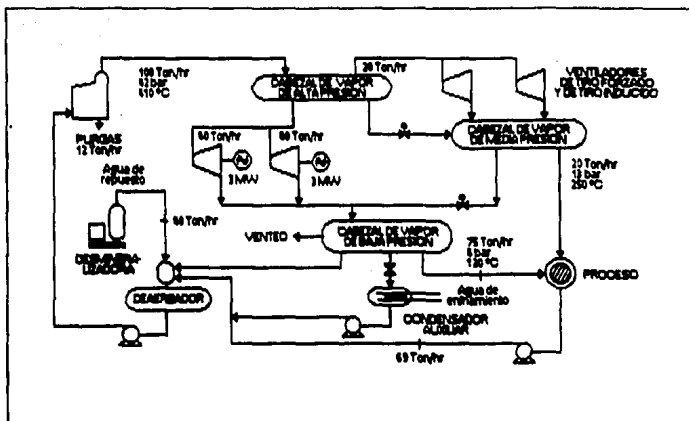


FIGURA 1.7. Sistema superior de cogeneración con turbinas de vapor de contrapresión para generación de energía eléctrica y energía mecánica.

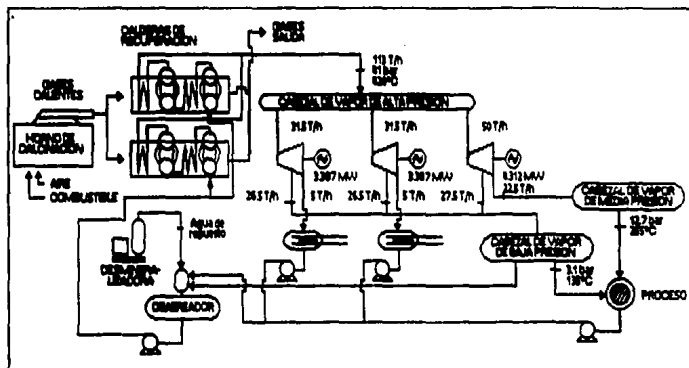


FIGURA 1.8. Sistema inferior con turbinas de vapor (Ref. 9).

## 1.4.2. SISTEMAS CON MOTORES RECIPROCANTES

Los motores reciprocantes o de combustión interna se encuentran comercialmente en capacidades desde 1/2 HP hasta 60 000 HP, para diversas aplicaciones, estos últimos se utilizan principalmente en equipos grandes para producción de energía eléctrica, son más eficientes que las turbinas del mismo tamaño.

El principio mecánico de los motores reciprocantes es el mecanismo de biela, coredera, manivela. Estos motores pueden clasificarse de acuerdo al principio termodinámico con que operan en: Diesel y Otto; y de acuerdo al número de tiempos del ciclo en: dos tiempos y cuatro tiempos.

### CICLO OTTO

Los cuatro tiempos del ciclo son: (1) admisión, (2) compresión, (3) expansión y (4) expulsión. Como se muestra en la figura 1.9

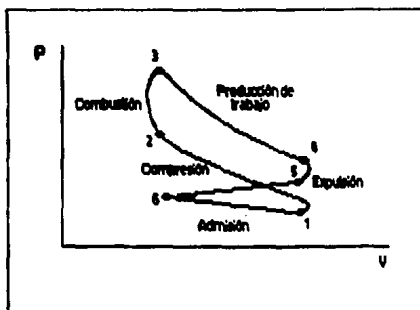


FIGURA 1.9. Ciclo Otto.

Durante la admisión, proceso 6-1, la válvula de admisión se abre y se introduce en el cilindro la mezcla aire-combustible a presión constante. La válvula de admisión se cierra entonces y la mezcla se comprime del punto 1 al 2. La mezcla se enciende por medio de una chispa y se quema muy rápidamente casi a volumen constante hasta el punto 3. Tras completarse la

combustión, se produce trabajo durante la expansión contra el pistón del punto 3 al 4. Al terminar el tiempo de trabajo se abre la válvula de expulsión y los gases de combustión salen 4-5-6, para tomar aire fresco de la atmósfera en el punto 6 y empezar de nuevo el ciclo.

Los combustibles utilizados para este ciclo son gasolina o gas natural, pero además se pueden utilizar gas propano, butano o metano.

En la figura 1.10 se muestran los diagramas P-v y T-s del ciclo teórico, en donde se considera como ciclo cerrado eliminándose los puntos 5 y 6.

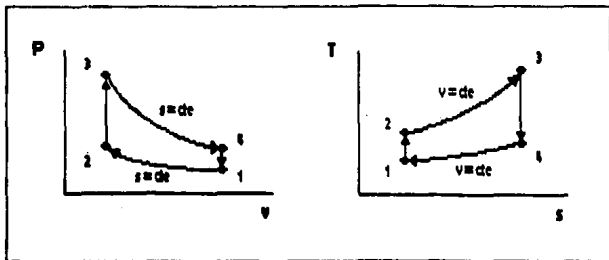


FIGURA 1.10. Diagramas P-v y T-s del ciclo Otto típico de aire.

Para calcular el rendimiento del ciclo teórico, se considera al aire como fluido único con calores específicos constantes, dando:

$$\eta_{OT} = \frac{Q_h - Q_l}{Q_h} = 1 - \frac{Q_l}{Q_h} = 1 - \frac{m C_v (T_4 - T_1)}{m C_p (T_3 - T_2)} \quad (1.5)$$

El aire se toma como gas ideal y el proceso se realiza de forma adiabática y reversible (isentrópico) se tiene entonces:

$$P v^k = \text{cte}$$

$$T = P v / n R$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_c)^{k-1} = 1 - \frac{1}{(r_c)^{k-1/k}} \quad (1.6)$$

Donde

$\eta_{tr}$ . eficiencia térmica (en decimales)

$Q_H$ . calor suministrado (kW)

$Q_L$ . calor rechazado (kW)

$T_i$ . temperatura absoluta del aire o gases en el punto  $i^5$  (K)

$V_i$ . volumen del aire o gases en el punto  $i$  ( $m^3$ )

$P_i$ . presión en el punto  $i$  (bar)

$C_p$ . calor específico a presión constante (kJ/kg-K)

$C_v$ . calor específico a volumen constante (kJ/kg-K)

$k$ . relación de calores específicos  $C_p/C_v$

$r_c$ . relación de compresión

Un parámetro importante del ciclo es la relación de compresión, pues influye de manera directa en su eficiencia, en la figura 1.11 se observa la gráfica de la eficiencia contra la relación de compresión.

Con mayor relación de compresión se incrementa la eficiencia térmica, pero a mayor presión de la mezcla, su temperatura aumenta hasta llegar al punto de inflamación, con lo que ocurre a destiempo la detonación, dejando fuera a la bujía que lleva el ritmo y se producen problemas de funcionamiento del motor.

Cada tipo de combustible tiene una distinta relación de compresión que no sobrepasa la temperatura de detonación; así para el metano ésta es de 15:1, el propano de 12:1 y el butano de 6.4:1. Para la gasolina se mide esta relación de compresión por el contenido de octano, llamándola escala de Octanaje, a mayor cantidad de octano, y por lo tanto de número en la

<sup>5</sup> El subíndice "i" denota los diferentes puntos del ciclo: 1, 2, 3 y 4.

escala, mayor es la relación de compresión que acepta el combustible; la gasolina mexicana Nova tiene 81 de octano, acepta relaciones de compresión de 8.5:1, y la gasolina Magna tiene 91 de octano con relaciones de compresión de 9.5:1.

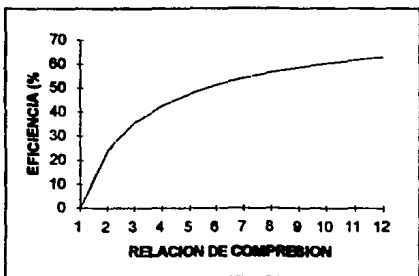


FIGURA 1.11. Rendimiento del ciclo Otto en función de la relación de compresión (Ref. 10).

Otro problema de las relaciones de compresión altas es la formación de mayor cantidad de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ).

#### CICLO DIESEL

En este ciclo la detonación se produce por compresión de la mezcla aire-combustible, por lo que trabaja con mayores relaciones de compresión, que incrementan la eficiencia.

El aire se comprime hasta una temperatura cercana a la de detonación del combustible, en ese momento se inyecta el combustible y al comprimirse la mezcla otro poco más se produce la explosión. Los diagramas del ciclo se ven en la figura 1.12.

Para calcular el rendimiento del ciclo teórico, considerando al aire como fluido de éste con calores específicos constantes:

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{Q_1}{Q_h} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{k T_2 (T_3/T_2 - 1)} \quad (1.7)$$

El rendimiento del ciclo disminuye a medida que la temperatura máxima aumenta, esto se ve en el diagrama T-s, las líneas de presión constante y de volumen constante convergen, para aumentar la temperatura de 3 a 3' se necesita un gran aumento de calor (3-3'-c-b-3) y el resultado es un aumento relativamente pequeño de trabajo (3-3'-4'-4-3).

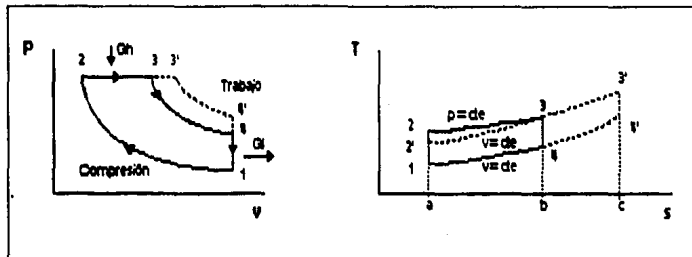


FIGURA 1.12. Diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel.

Estos motores operan con combustible diesel, y las relaciones de compresión con que operan son de 15:1 a 20:1. Para este combustible se mide el contenido de cetano, siendo muy variado éste en el combustible mexicano, quedando sus valores en un rango de 50 a 60, y algunas veces alcanza 70.

Las unidades de capacidades grandes para generación eléctrica de la CFE consumen una mezcla de combustóleo y diesel, en proporciones que varían de acuerdo al diseño de los motores y de la calidad del combustóleo, siendo por lo normal una mezcla de 94 partes de combustóleo por 6 de diesel.

En general el rango de rendimientos para motores de ciclo Otto es de 20%, y raramente alcanzan el 25%, mientras que en los de ciclo Diesel es de 33% hasta 40% (Ref. 11). Para unidades Diesel de generación eléctrica de 32.5 MW de la CFE se tienen eficiencias del 43% (Ref. 12). Esta relativa alta eficiencia es la razón por la que los motores recíprocos, sobre todo de ciclo diesel, son atractivos en capacidades bajas.

Los motores recíprocos pueden ser de aspiración natural o forzada. En la aspiración natural el aire se suministra a presión atmosférica y el combustible a una presión un poco mayor a ésta.

En la aspiración forzada se utilizan sistemas de turbocargador o sobrecargador, en éstos el aire se suministra a una presión mayor a la atmosférica, utilizando la corriente de gases de escape en una turbina para los primeros y para los segundos un mecanismo recíprocante, el aire y el combustible se suministran a una presión mucho mayor que la atmosférica.

El sistema de turbo o sobrecargador incrementa la potencia de salida y la eficiencia, esto se debe a que en el cilindro se introduce una mayor cantidad de aire, por lo tanto más oxígeno, que mejora la combustión. Por otro lado, el aire eleva su temperatura al comprimirse, y como se desea la máxima compresión, es necesario bajar su temperatura con un interenfriador que puede ubicarse entre los pasos del turbo o sobrecargador, o antes de entrar al cilindro. Los motores turbo o sobrecargados normalmente son más baratos por kW que los de aspiración natural.

Los gases de combustión de los motores recíprocantes son expulsados a temperaturas de 150 a 200°C, representando una pérdida importante de energía para el sistema, que se puede aprovechar en un sistema de cogeneración con un recuperador de calor que transfiere esta energía a un fluido térmico utilizado en proceso.

#### SISTEMAS DE COGENERACION DE RECUPERACION DE CALOR DE MOTORES RECIPROCANTES.

Estos sistemas se pueden clasificar en cuatro categorías dependiendo de la presión y temperatura que manejen los equipos de recuperación de calor (Ref. 13):

1. Recuperación a partir de agua caliente hasta 99°C
2. Recuperación a partir de agua sobrecalentada hasta 121°C
3. Recuperación a partir de agua sobrecalentada y caldera de vaporización rápida
4. De ebullición

##### 1. Sistema de cogeneración de motor diesel con recuperación de agua caliente hasta 99°C.

Para este sistema se utiliza el agua de enfriamiento del motor a temperaturas de 88 a 99°C. Los gases de escape pasan a través de un intercambiador de calor, elevando la temperatura del agua. Se necesita en este sistema un control constante de la temperatura del agua de enfriamiento que entra al motor. La diferencia de temperaturas entre el agua de enfriamiento a la entrada y a la salida ( $\Delta T$ ) es de 6 a 11°C, recomendándose utilizar 8°C.



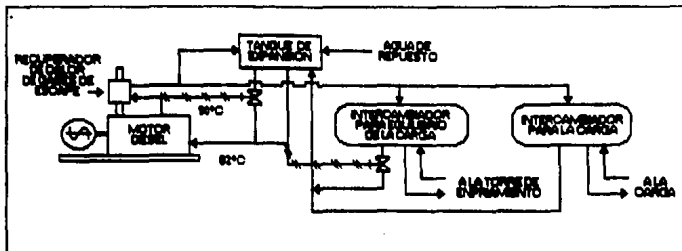


FIGURA 1.13. Sistema de cogeneración de motor diesel con agua caliente hasta 99°C.

2. Sistema de cogeneración de motor diesel con agua sobrecalentada hasta 121°C.

Se utiliza como fluido térmico el agua de enfriamiento del motor y se maneja de 104 a 121°C. Este sistema es similar al anterior, pero la presión del circuito de refrigeración es aproximadamente 0.3 bar mayor a la presión de saturación del agua para la temperatura de operación del circuito.

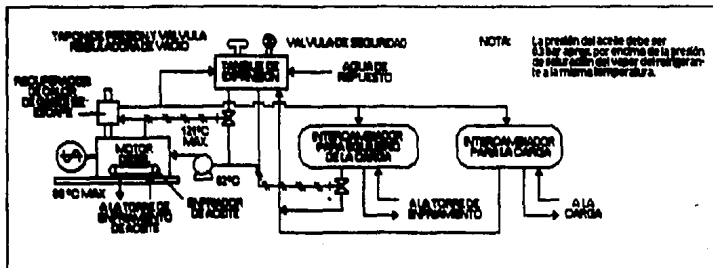


FIGURA 1.14. Sistema de cogeneración de motor diesel con agua caliente hasta 121°C.

3. Sistema de cogeneración de motor diesel con agua sobrecalentada hasta 121°C y caldera de vaporización rápida.

Además de funcionar como el sistema 2, se incorpora en éste una caldera de baja presión de 0.14 a 0.55 bar.

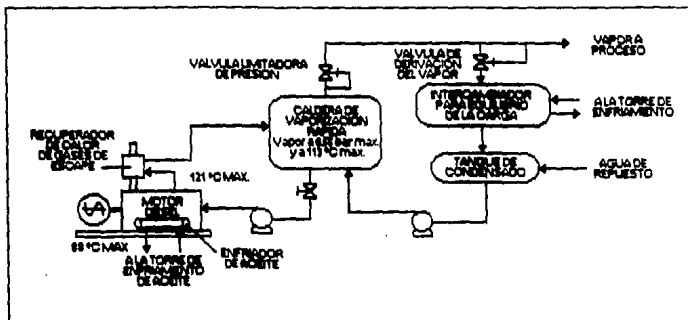


FIGURA 1.15. Sistema de cogeneración de motor diesel con agua sobrecalentada hasta 121 °C y caldera de vaporización rápida.

#### 4. Sistema de cogeneración de motor diesel de enfriamiento con ebullición.

El enfriamiento del motor se hace por medio de la absorción del calor necesario para vaporizar el agua de enfriamiento.

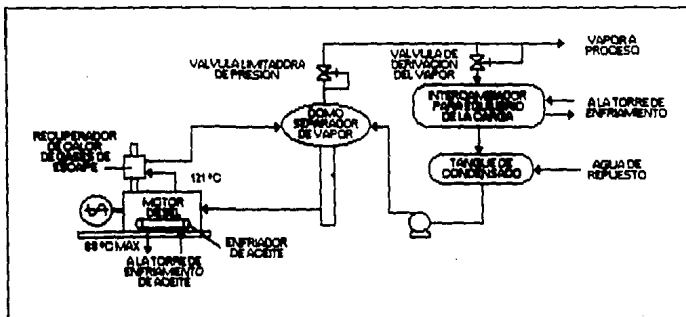


FIGURA 1.16. Sistema de cogeneración de motor diesel de enfriamiento con ebullición.

### 1.4.3. SISTEMAS CON TURBINAS DE GAS

#### TURBINAS DE GAS

La turbina de gas es un motor de combustión interna rotativo, la figura 1.17 muestra sus componentes.

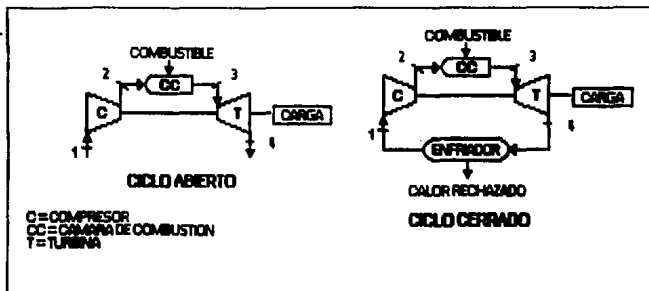


FIGURA 1.17. Diagrama de turbina de gas. Ciclo abierto y ciclo cerrado.

El ciclo práctico es el ciclo abierto.

El aire entra (1) al compresor a condiciones ambientales. Para uniformizar el criterio de análisis de fabricantes y obtener datos nominales comparativos, se utilizan las condiciones normalizadas de 15°C, 1.013 bar (59°F, 14.696 psia) y 60 por ciento de humedad relativa, establecidas por la International Standard Organization (ISO) (Ref. 14).

En el compresor el aire aumenta de presión, con relaciones de compresión de 4:1 hasta 30:1 dependiendo de la turbina, teniendo como consecuencia de la compresión un incremento en la temperatura del aire en (2).

A la salida del compresor el aire entra a la cámara de combustión, en donde se mezcla con el combustible sólo una parte de él: el flujo primario, realizando la combustión a muy altas temperaturas a condiciones cercanas a la estequiométrica, y con una caída de presión mínima; el resto del aire: el flujo secundario, se mezcla con los gases de combustión enfriándolos para

evitar problemas de corrosión y fatiga en los álabes de la turbina a la que posteriormente entran. Las temperaturas que alcanzan los gases en este punto (3) van de 800 a 1200°C, a esta temperatura se le denomina temperatura de combustión.

La sección de la turbina (3) a (4), convierte en trabajo la energía de los gases calientes. Esta conversión se lleva a cabo en dos pasos: en la tobera de la turbina los gases se expanden y una parte de la energía térmica se transforma en energía cinética, y en las secciones de álabes de la turbina parte de la energía cinética se transfiere a los álabes del rotor (álabes giratorios) y se convierte en trabajo en la flecha.

Aproximadamente del 40 al 80% del trabajo producido por la turbina lo absorbe el compresor, dependiendo a que carga se encuentre operando la turbina y al tipo de turbina, el trabajo restante lo recibe la carga conectada.

Las turbinas de gas pueden clasificarse de dos maneras generales:

A. Por la dirección del flujo del aire y de los gases en:

**AXIALES:** el aire fluye coaxialmente al eje de la máquina (figura 1.18a).

**RADIALES:** el aire fluye radialmente en relación con el eje (figura 1.8b).

Las turbinas de gas axiales tienen mayor rendimiento que las radiales debido a los cambios de dirección de flujo en las últimas. En cuanto a complejidad, las turbinas axiales tienen mayor grado, utilizándose más las radiales en capacidades pequeñas.

B. Por el arreglo de ejes.

Existen distintos tipos de arreglo para proporcionar el trabajo al compresor y a la carga, que se utilizan dependiendo de las características de operación requeridas de la máquina.

**TURBINAS DE GAS DE UN SOLO EJE:** En éstas todos los componentes se mueven a la misma velocidad angular. Este tipo de turbinas es utilizado para generación eléctrica constante, en donde no existen grandes variaciones de velocidad de la máquina.

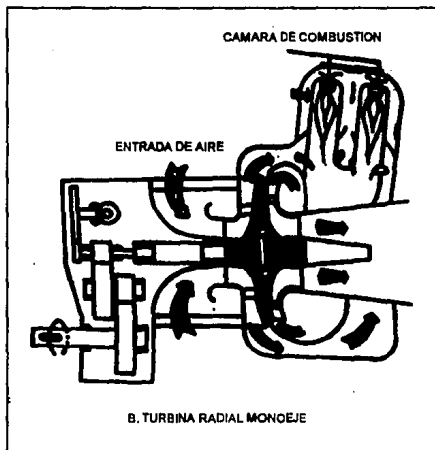
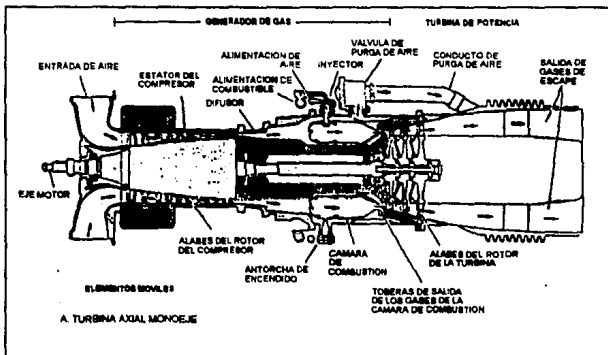


FIGURA 1.18. a) Turbina axial monojeje. b) Turbina radial monojeje.

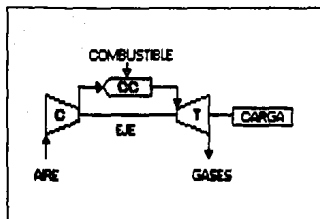


FIGURA 1.19. Turbina de gas mono eje.

**TURBINAS DE GAS DE DOS EJES:** En estas turbinas se tiene una turbina de baja presión para mover la carga, llamada turbina de potencia, y una turbina de alta presión para suministrar el trabajo al compresor. Con este arreglo se le da una mayor flexibilidad en variaciones de velocidad a la turbina de potencia. Son utilizadas en donde se tienen variaciones de velocidad significativas.

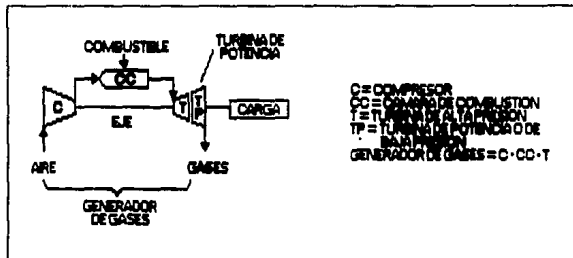


FIGURA 1.20. Turbina de gas de dos ejes.

**TURBINAS DE GAS DE TRES EJES:** Utilizando tres ejes se tienen dos compresores con dos ejes con sus respectivas turbinas, y en la salida la turbina de potencia. La turbina de baja presión mueve al compresor de baja presión, y la turbina de alta presión mueve al compresor de alta presión, estos dos conjuntos están conectados por medio de ejes concéntricos; y la turbina de potencia trabaja de manera independiente con la carga conectada. Con este sistema se

alcanzan relaciones de compresión muy altas, por lo que la eficiencia se eleva.

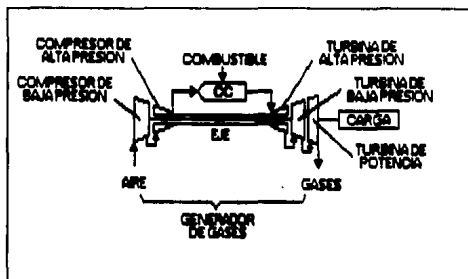


FIGURA 1.21. Turbina de gas de tres ejes.

El principio de operación de las turbinas de gas es el ciclo Brayton, la figura 1.22 muestra sus diagramas termodinámicos, con los puntos de referencia de la figura 1.17.

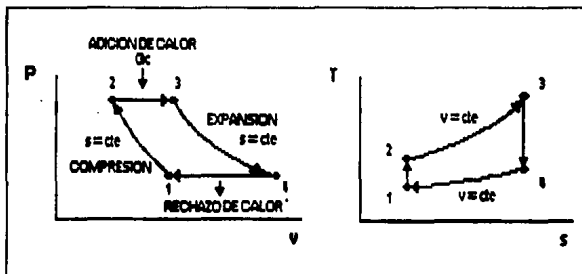


FIGURA 1.22. Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton ideal.

En el Anexo 1, inciso A1.2, se expone un análisis detallado del ciclo y explica las siguientes ecuaciones.

El trabajo neto obtenido por la turbina de gas puede calcularse con la siguiente expresión:

$$W_n = \eta_t C_p T_3 \left[ 1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)/k}} \right] - \frac{1}{\eta_c} C_p T_1 \left[ r_c^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (1.8)$$

En donde

$W_n$ , trabajo neto (kW-s/kg)

$\eta_t$ , eficiencia de la turbina (en decimales)

$\eta_c$ , eficiencia del compresor (en decimales)

$r_t$ , relación de expansión en la turbina

$r_c$ , relación de compresión en el compresor

$C_p$ , calor específico promedio (kJ/kg-K)

$k$ , exponente adiabático de compresión promedio

$T_1$ , temperatura de los gases en el punto 1 (K)

El calor suministrado al ciclo es el siguiente:

$$Q_s = \frac{C_p (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} = \frac{1}{\eta_{cc}} C_p \left\{ T_3 - T_1 \left[ \frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{\eta_c} + 1 \right] \right\} \quad (1.9)$$

Donde,

$Q_s$ , calor total del combustible (kW-s/kg)

$\eta_{cc}$ , eficiencia de la cámara de combustión (en decimales)

La eficiencia térmica del ciclo se define por:

$$\eta_{tr} = \frac{W_n}{Q_s} \quad (1.10)$$

Donde

$\eta_{tr}$ , eficiencia térmica (en decimales)

La potencia que desarrolla el ciclo es de

$$P_m = W_n m_a \quad (1.11)$$

$$P_e = \eta_r \eta_g P_m \quad (1.12)$$



Donde

$P_m$ . potencia mecánica ( $kW_m$ )<sup>6</sup>

$m_a$ . flujo másico de aire ( $kg/s$ )

$P_e$ . potencia eléctrica ( $kW_e$ )

$\eta_r$ . eficiencia del reductor (en decimales)

$\eta_g$ . eficiencia del generador (en decimales)

Los gases de salida de la turbina de potencia, punto (4) en el diagrama de la figura 1.17, van a temperaturas de 400 a 600°C (ecuación A1.28), que en mayor proporción que en los motores recíprocos, éste es un punto de pérdida de energía importante del sistema, que puede ser aprovechada en una caldera de recuperación o recuperador de calor para producir vapor a baja presión y utilizarlo directamente en el proceso (conjunto conocido como sistema de cogeneración), o para producir vapor a alta presión para producción de energía eléctrica por medio de una turbina de vapor (sistema denominado como ciclo combinado), o para inyectar este vapor a alta presión en la turbina de gas y elevar así tanto la potencia de salida como la eficiencia del ciclo, llamando a esta mejora como ciclo Cheng o Stig (ver Anexo 1, Inciso A1.2.4).

#### SISTEMAS DE COGENERACION CON TURBINAS DE GAS Y RECUPERADORES DE CALOR

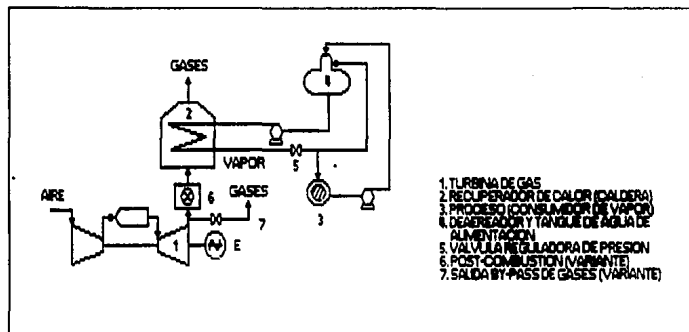


FIGURA 1.23. Sistema de cogeneración de turbina de gas con recuperador de calor.

<sup>6</sup> El subíndice "m" denota potencia mecánica.

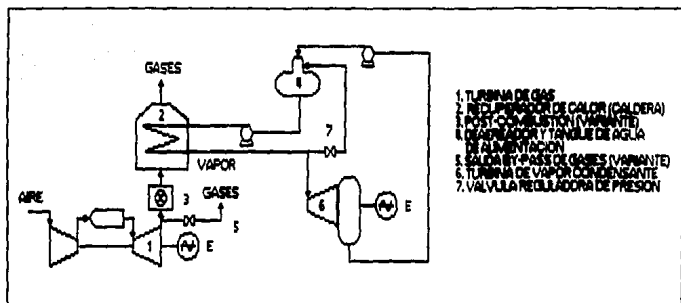


FIGURA 1.24. Ciclo combinado.

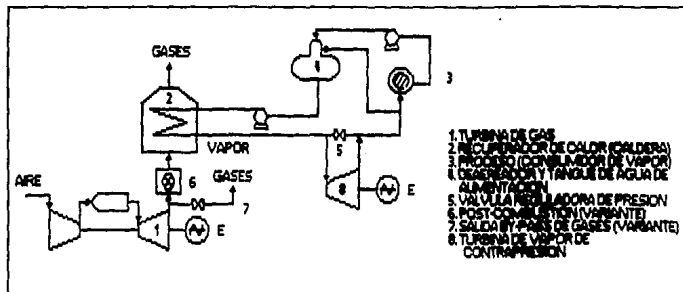


FIGURA 1.25. Sistema de cogeneración de ciclo combinado.

### RECUPERADORES DE CALOR

Los recuperadores de calor generadores de vapor (heat recovery steam generators, HRSG) son intercambiadores de calor utilizados en procesos industriales diversos, para enfriar gases calientes y producir vapor o agua caliente con el calor retirado de la corriente de gases.

En forma general los recuperadores pueden ser de circulación natural o de circulación forzada.

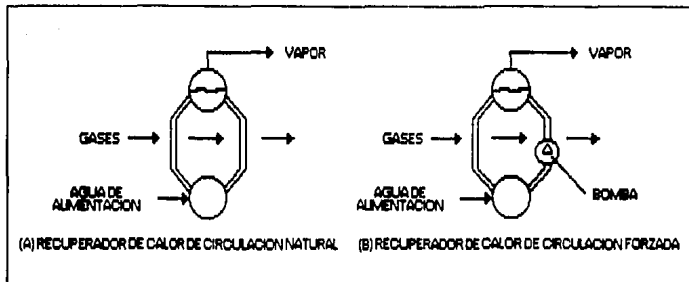


FIGURA 1.26 Recuperador de calor: a) de circulación natural, b) de circulación forzada.

Los recuperadores de circulación natural operan por cambio de densidad del agua al calentarse, por lo que su inercia térmica es muy grande, teniendo respuesta lenta para variaciones de carga, los tubos de transferencia de calor son grandes, y tienen una disponibilidad mayor que los de tipo forzado al no presentar fallas ni requerir mantenimiento de bombas de circulación.

Los recuperadores de circulación forzada son más compactos que los anteriores, ya que su construcción es vertical, requieren una temperatura óptima económica (pinch point) menor (esta "temperatura óptima económica" es la diferencia de temperaturas de salida de los gases del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor generado en la sección) y tienen un tiempo más corto de arranque.

Con base en la función que desempeñe el recuperador sobre los gases a enfriar, existen dos tipos:

1. Para enfriar la corriente de gases a una temperatura deseada. En estos el control se lleva a cabo sobre la temperatura de los gases, ocupando el calor recuperado un lugar secundario.
2. Para maximizar la recuperación de energía. En este tipo de recuperadores se trata de aprovechar al máximo el calor de los gases (esta clase de recuperadores son los utilizados en sistemas de cogeneración), por lo que la temperatura a la que salgan del recuperador se tratará que sea la mínima; para gases producidos por la combustión de combustibles líquidos, debido al contenido de azufre, la temperatura de gases de salida será del orden de 121 a 140°C, evitando

la corrosión en la chimenea de salida por condensación de los gases, mientras que para los gases generados con gas natural la temperatura puede ser de hasta 93°C sin producir corrosión (Ref. 15). En este tipo de recuperadores el plano principal lo ocupa la cantidad de calor recuperado.

Los recuperadores de calor se ocupan en diversos equipos y procesos industriales, su aplicación en cogeneración se puede dar en sistemas inferiores, figura 1.8, y en sistemas superiores, tanto en sistemas de motores reciprocantes, figuras 1.13 a 1.16, como en sistemas de turbinas de gas, figuras 1.23 y 1.25.

Para regular la cantidad de calor en los recuperadores que maximizan la cantidad de calor recuperado, se cuenta con un sistema de venteo de gases calientes a la atmósfera que se acciona cuando la energía térmica de éstos está excedida; y para cuando se requiere de una mayor cantidad, ésta se consigue aumentando la carga de trabajo de la turbina o por medio de quemadores situados a la entrada del recuperador, denominando a este sistema post-combustión.

Es posible utilizar el sistema de quemadores antes del recuperador o post-combustión, debido al alto contenido de oxígeno en los gases calientes de salida de las turbinas de gas (sólo una parte del aire se mezcla con el combustible y se quema en la cámara de combustión, el flujo secundario de aire enfría los gases de combustión para entrar así a la turbina). De forma general los gases de las turbinas tienen las siguientes características:

Composición en volumen	
N <sub>2</sub>	70 - 80%
H <sub>2</sub> O	6 - 10%
O <sub>2</sub>	13 - 16%
CO <sub>2</sub>	3 - 4%
Contenido de partículas contaminantes	
NO <sub>x</sub>	20 - 150 ppm
CO	0 - 50 ppm
C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	0 - 50 ppm
Temperatura	420 - 650 °C

TABLA 1.3. Características de los gases de salida de turbinas de gas (Ref. 16 y 17).

De este sistema de adición de calor los recuperadores se dividen en tres categorías (Ref. 18):

- Recuperadores sin post-combustión (RCSP)
- Recuperadores con post-combustión (RCCP)
- Recuperadores con máxima post-combustión (RCCMP)

**RECUPERADORES DE CALOR SIN POST-COMBUSTION:** Los RCSP son los más sencillos, son intercambiadores de calor convectivos que responden en forma directa a las condiciones de salida de los gases de la turbina, por lo que son difíciles de controlar. El vapor que producen va de 10 bar saturado, hasta 110 bar y 515°C. Por lo general la temperatura del vapor alcanza a elevarse a 40°C por debajo de la de los gases, y se ha llegado a producir vapor sobrecalentado de hasta 540°C.

Los RCSP son económicamente contruidos con un 92% de eficiencia; siendo posible incrementarla, para lo cual es necesario evaluar el costo adicional del incremento de eficiencia contra el costo de la energía recuperada.

Para alcanzar presiones altas y extraer el máximo calor de los gases, se utilizan domos a diferentes presiones. Algún nivel medio de presión puede ser utilizado para control de óxidos de nitrógeno de la turbina o para utilizarse en proceso.

**RECUPERADORES DE CALOR CON POST-COMBUSTION:** Los RCCP son también intercambiadores convectivos, sólo que a diferencia de los RCSP, con un sistema de quemadores para adición de calor que no exceda los 927°C (a temperaturas mayores los materiales convencionales de estos intercambiadores ceden). Debido a que los RCCP utilizan prácticamente aire precalentado su consumo de combustible es menor en un rango del 10 al 20% que el de una caldera convencional que produzca vapor a las mismas condiciones.

Con la post-combustión estos recuperadores son controlados de manera independiente a las condiciones de operación de la turbina de gas que los alimentan.

**RECUPERADORES DE CALOR CON MAXIMA POST-COMBUSTION:** Los RCCMP son prácticamente calderas convencionales, el contenido de oxígeno en los gases de salida son iguales en ambos. El consumo de combustible de un RCCMP es del 7.5 al 8% menor que el de una caldera convencional. Un RCCMP produce de seis a siete veces mayor cantidad de vapor que un RCSP.

Son pocas las aplicaciones industriales para estos recuperadores, siendo económicamente mejores los RCSP o los RCCP en turbinas de bajas capacidades.

El método para evaluar la cantidad de vapor generado por los recuperadores se analiza en el Anexo 1, inciso A1.3.

## 1.5. EFECTIVIDAD Y CARACTERISTICAS INHERENTES DE LOS SISTEMAS DE COGENERACION.

Para comparar la eficiencia y características de los sistemas de cogeneración entre sí y contra los sistemas convencionales de producción de energía eléctrica se han desarrollado diversos métodos (Ref. 19), cada uno con sus pros y sus contras, que ha continuación se explican:

### INDICE DE UTILIZACION DEL COMBUSTIBLE (IUC)

Este índice también es conocido como la eficiencia térmica total y se obtiene de la relación de la energía útil extraída del ciclo entre la energía suministrada.

$$IUC = \frac{P_e + Q_p}{Q_{ct}} \quad (1.13)$$

Donde,

IUC. índice de utilización del combustible (en decimales)

$P_e$ . potencia eléctrica producida por el sistema de cogeneración (kWe)

$Q_p$ . calor a proceso (kWt)

$Q_{ct}$ . calor total de combustible suministrado al sistema (kWt)

Aunque puede ser ilustrativo en algunos casos, como se hizo en la figura 1.6, no puede ser utilizado para la evaluar la efectividad de sistemas de cogeneración, debido a que trata a la energía térmica y a la energía eléctrica producidas como tipos de energía similares.

## INDICE DE ENERGIA TERMICA-ELECTRICA (Q/E)

Es la relación entre la energía térmica o calor y la energía eléctrica producidas por el sistema de cogeneración.

$$Q/E = \frac{Q_p}{P_e} \quad (1.14)$$

En donde,

Q/E. Índice de calor-electricidad (kW<sub>t</sub>/kW<sub>e</sub>)

Cada tecnología tiene un rango óptimo, debido a las características naturales de sus equipos, en el cuál trabajará con la mayor eficiencia de transformación de los combustibles, siendo los valores para cada una como sigue:

TECNOLOGIA	Q/E kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>
Motores Diesel	0.6 - 1.2
Turbinas de Gas	2.3 - 4.8
Turbinas de vapor de contrapresión	4.4 en adelante

TABLA 1.4. Índice de energía térmica-eléctrica de cada tecnología (Ref. 20).

## INDICE DE CALOR NETO (ICN)

Este índice se basa en la primera ley de la termodinámica y es un indicador de la cantidad de combustible utilizado por el sistema de cogeneración para producir energía eléctrica. Se obtiene de la resta del calor total como combustible utilizado en el sistema de cogeneración menos el calor utilizado en el proceso (calor útil), como si éste se produjera en una caldera (el calor a proceso se divide entre la eficiencia de la caldera que lo produciría), dividido entre la potencia eléctrica generada por el sistema.

$$Q_u = \frac{Q_p}{n_{cl}} \quad (1.15)$$

$$ICN = \frac{Q_{ct} - Q_u}{P_e} \quad (1.16)$$

Donde,

ICN. índice de calor neto (kW<sub>f</sub>/kW<sub>e</sub>)

Q<sub>ct</sub>. calor total de combustible (kW<sub>f</sub>)

Q<sub>u</sub>. calor útil (kW<sub>f</sub>)

n<sub>cl</sub>. eficiencia de caldera (en decimales)

El recíproco del ICN es la efectividad con que se produce la energía eléctrica; este índice está ligado con el denominado Consumo Térmico Unitario (CTU o Heat Rate) de una planta de potencia convencional, que es el recíproco de su rendimiento. Al ser menor el ICN que el CTU, se deduce que es más efectivo el sistema de cogeneración que la planta convencional, pero no se puede comparar los ICN de varios sistemas de cogeneración entre sí.

#### INDICE DE COMBUSTIBLE AHORRADO (ICA)

Este índice representa el combustible desplazado por el sistema de cogeneración al producir energía eléctrica, si se produjera la misma cantidad de electricidad en una planta eléctrica convencional. Se calcula de la diferencia del consumo térmico unitario de una planta eléctrica normal menos el índice de calor neto del sistema de cogeneración, multiplicada por la energía eléctrica producida por el sistema.

$$ICA = (CTU_n - ICN) P_e \quad (1.17)$$

$$ICA = \frac{CTU_n - ICN}{Q'/E} Q_p$$

Donde

ICA. índice de combustible ahorrado (kW<sub>f</sub>)

CTU<sub>n</sub>. consumo térmico unitario de una planta termoelectrónica normal, para CFE se tiene de 2.94 kW<sub>f</sub>/kW<sub>e</sub>, que corresponde a una eficiencia del 34% (Ref. 4)

El ICA indica los ahorros brutos de combustible. Este índice toma en cuenta la segunda ley de la termodinámica (la energía eléctrica es capaz de transformarse casi por completo en trabajo mecánico, no siendo así para la energía térmica que sólo puede transformarse en una parte).



## FRACCIÓN DE AHORRO DE COMBUSTIBLE (FAC)

Para establecer una base comparativa entre diferentes sistemas de cogeneración a partir del ICA, este índice se divide entre la cantidad de combustible necesario para producir la energía térmica y eléctrica dadas por el sistema de cogeneración, como si se produjeran de forma convencional en una termoelectrica y en una caldera industrial.

$$Q_{conv} = Q_{te} + Q_u$$

$$Q_{te} = CTU_n P_e \quad (1.18)$$

$$FAC = \frac{ICA}{Q_{conv}} \quad (1.19)$$

En donde,

FAC. fracción de ahorro de combustible (en decimales)

$Q_{te}$ . calor necesario como combustible en una planta eléctrica convencional para producir la energía eléctrica (kW<sub>t</sub>)

$Q_{conv}$ . calor total convencional como combustible necesario para producir la misma cantidad de energía que da el sistema de cogeneración (kW<sub>t</sub>)

En la FAC se refleja en forma porcentual el ahorro efectivo de combustible, razón por la que se toma como parámetro comparativo de la efectividad de los sistemas de cogeneración.

Las siguientes figuras muestran el ahorro de energía primaria (FAC) y el rendimiento (IUC) de las diferentes tecnologías de sistemas de cogeneración contra la relación calor-electricidad.

De estas gráficas se observa que la relación calor-electricidad del sistema de cogeneración se debe apegar, de manera natural, a la del proceso para obtener los mejores resultados; guiándose por el ahorro de energía primaria (FAC), pues como se ve los picos óptimos de los dos índices no coinciden, y la FAC es el índice que realmente marca el mejor aprovechamiento del combustible

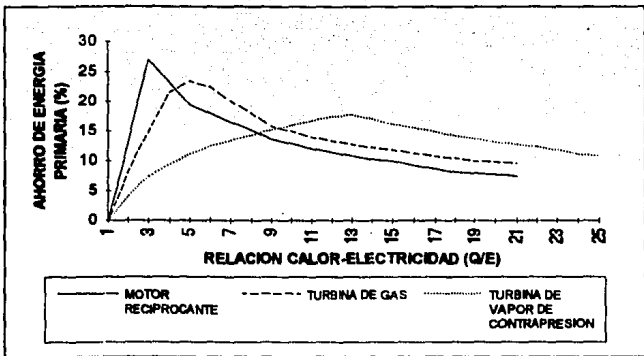


FIGURA 1.27. Ahorro de energía primaria (FAC) contra relación calor-electricidad (Ref. 20).

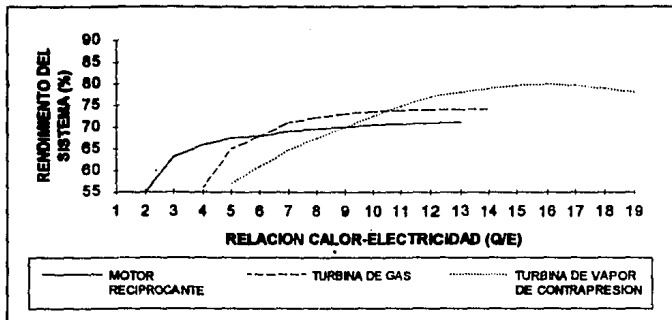


FIGURA 1.28. Rendimiento total del sistema de cogeneración (IUC) contra relación calor-electricidad (Ref. 20).

### 1.5.1. DISTRIBUCION ENERGETICA DE LOS SISTEMAS DE COGENERACION.

De manera representativa se esquematiza el comportamiento energético de las tecnologías de primotores de los sistemas de cogeneración en diagramas de Sankey, teniendo lo siguiente:

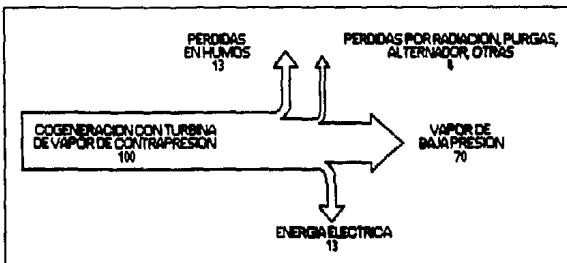


FIGURA 1.29. Diagrama de Sankey de sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión (Ref. 20).

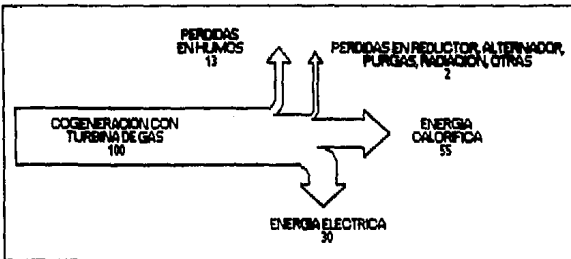


FIGURA 1.30. Diagrama de Sankey de sistema de cogeneración de turbina de gas con recuperador de calor (Ref. 20).

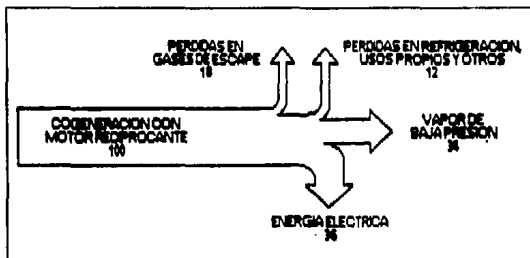


FIGURA 1.31. Diagrama de Sankey de sistema de cogeneración de motor recíprocante con recuperador de calor (Ref. 20).

Comparándolos con el diagrama de la planta convencional de energía eléctrica, figura 1.4, se observa claramente el incremento en el aprovechamiento de los combustibles.

#### 1.6. DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACION.

Para determinar de manera prefecible un sistema de cogeneración en tipo y dimensiones para una planta se realizan los siguientes pasos:

1. Caracterización energética de la planta
2. Selección y dimensionamiento de alternativas
3. Análisis técnico de cada alternativa
4. Análisis económico comparativo de las alternativas

##### 1. Caracterización energética de la planta

Se realiza un estudio detallado de las corrientes energéticas de la planta, incluyendo su costo. Se deduce una relación del uso de los vectores energéticos y se caracteriza su comportamiento con sus variaciones y su duración.

En el capítulo 2 y el anexo 2 se desarrolla este punto para la planta analizada.

## 2. Selección y dimensionamiento de alternativas

De acuerdo con la caracterización energética se seleccionan una o más alternativas que se apeguen al proceso. El criterio principal para la selección es evitar el desperdicio de energía térmica.

De forma general, se tienen tres tipos de sistemas de cogeneración para satisfacer las necesidades de una planta:

A. Cubrir al 100% la demanda térmica y en parte o en exceso la demanda eléctrica. El sistema de cogeneración puede, al cubrir totalmente la demanda térmica, producir sólo una parte o sobrepasar la demanda eléctrica, con la interconexión a la red pública se puede consumir o exportar la energía eléctrica para cubrir la demanda eléctrica interna.

B. Cubrir al 100% la demanda eléctrica y parte de la demanda térmica. Si por las características del proceso con el sistema de cogeneración se puede satisfacer al 100% la energía eléctrica y sólo parte de la demanda térmica, se necesita mantener el equipo necesario (ya sean generadores de vapor, calentadores de aire, etc.) en operación para cubrir el faltante de energía térmica.

C. Cubrir al 100% la demanda térmica y eléctrica. Instalar un sistema de cogeneración que lleve al 100% las demandas energéticas de un proceso es prácticamente imposible, debido a las variaciones que se presentan, que para seguirlos se tienen problemas de inercia eléctrica y, sobre todo, inercia térmica.

Las bases para definir el tipo de sistema de cogeneración que se puede implantar en un proceso se expusieron en el inciso anterior.

## 3. Análisis técnico de cada alternativa

Un análisis detallado de prefactibilidad de las alternativas se hace para el comportamiento a diferentes cargas y durante el tiempo estimado en que ocurran éstas, para obtener el consumo energético, de combustibles y electricidad, de las diferentes alternativas. Esto se hace con el fin de determinar las bases para el análisis económico, en el que se cuantifican los ahorros obtenidos y el costo de operación del sistema.

El análisis técnico de las alternativas de la planta analizada se expone en el capítulo 3.

#### 4. Análisis económico comparativo de las alternativas.

Con los resultados del análisis técnico se obtienen los ahorros por la reducción de la factura eléctrica y costos por el aumento del consumo de combustibles, que dan pie al análisis económico comparativo, en donde se determina cuál es la alternativa que produce los mayores rendimientos. Cabe hacer notar que debe considerarse también la alternativa de "no hacer nada", esto es, para plantas en operación en las que se analiza la posibilidad de implantar un sistema de cogeneración, también se debe contemplar la opción de seguir funcionando sin él, ya que podría no ser justificada la inversión del sistema de cogeneración. No debe olvidarse que a final de cuentas "la cogeneración es un negocio", de ahí la importancia de este punto, que se expone en el capítulo 4.

#### 1.7 COGENERACION EN LA INDUSTRIA PAPELERA EN MEXICO.

Para 1984 se registró en las industrias papeleras (Ref. 21) una capacidad eléctrica instalada en sistemas de cogeneración de 28 unidades de turbina de vapor, con un total de 189 928 kW, y una turbina de gas, de 38 500 kW.

De esta capacidad instalada 168 678 kW produjeron 399 607 MWh en ese año, 4 500 kW no operaron y 18 750 kW no habían informado a la fecha de la consulta.

De lo anterior se observa que la cogeneración en esta rama industrial en nuestro país está ampliamente difundida, mas sin embargo, debido a las características de consumo de energía de esta industria, a la cantidad y diversidad de plantas, y principalmente a la reducción de costos por consumo de energéticos, como se mencionó en la introducción, se podría esperar un aumento en número y/o capacidad de estos sistemas.

Así tomando a una planta papeleras como ejemplo, y siguiendo los pasos de diseño del inciso anterior, se prosigue a la explicación general del proceso de dicha planta y a su caracterización energética en el siguiente capítulo.

#### Referencias:

1. TIMOTHY HEYMAN; "Inversión contra inflación"; Ed. Milenio; México 1988; p.18.
2. Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.); "Reporte de operación 1992", México.
3. R. BALZHISER; M. SAMUELS; "Termodinámica para Ingenieros"; Prentice Hall Int.; Colombia 1979; p. 315 a 330.
4. Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.); "Costos y Parámetros de Referencia para la formulación de Proyectos de Inversión en el Sector Eléctrico - Generación" (COPAR); México 1991; cap. 4; p. 13.
5. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. Cit.; Módulo 1; p. 58.
6. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. Cit.; Módulo 1; p. 9.
7. Secretaría de Energía, Minas e Industria Paraestatal (SEMIP); "Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica"; Diario Oficial de la Federación; México 31 de mayo de 1993.
8. Segundas Jornadas de Cogeneración; México 1993; Ausencia de PEMEX a su exposición de Perspectivas a futuro de Combustibles para Cogeneración.
9. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. Cit.; Módulo 1; p. 20.
10. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. Cit.; Módulo 1; p. 41.
11. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. Cit.; Módulo 1; p. 43.
12. CFE; COPAR 1991; cap. 4; p. 9.
13. GUILLEN MARCO, J. ANTONIO; "Cogeneración y Gas Natural"; ENAGAS; España 1988; p. 34 a 39.
14. R.P. ALLEN; R.P. TRIASSI; "G.E. Gas Turbine Performance Characteristics"; G.E. State of the Art Parts and Upgrade Seminar; México, marzo 1992; New York; p. 2.
15. "1991-92 Cogeneration Project Handbook"; Volumen 2; Pequet Publishing, Inc.; Conn., U.S.A. 1992; cap. 2; p. 2 y 3.
16. V. GANAPATHY; "Waste Heat Boiler Deskbook"; Fairmont Press; U.S.A. 1991; p. 24.
17. GUILLEN MARCO; Op. Cit.; p. 25.
18. J.M. KOVACIK; "Cogeneration Application Considerations"; G.E. Power Generation; Schenectady, N.Y., U.S.A.; p. 5 y 6.
19. M.R. POLSKY; R.J. HOLLMEIER; "What is Cogeneration Effectiveness?"; Hydrocarbon Processing; Julio 1983; p. 75 a 78.
20. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. Cit.; Módulo 1; p. 56 a 59.
21. J.C. SALGADO; "Cogeneración Industrial en México"; PUE-UNAM; México 1989; p. 65 a 68.

## **CAPITULO 2.**

### **ANALISIS ENERGETICO DE LA PLANTA EN ESTUDIO**

#### **PLANTA PAPELERA.**

La planta tomada para este estudio se dedica a la fabricación de papel bond para escritura y papel base para la manufactura de papel autocopia a partir de celulosa y papel de desperdicio, variando el gramaje del papel producido de 50 a 120 gr/m<sup>2</sup>, el arreglo general de la planta se muestra en la figura 2.0, y su producción promedio diaria es de 100 a 120 toneladas.

A continuación se expone el proceso de la planta y los servicios con que cuenta (Ref. 1) así como su caracterización energética, viéndose este último punto en detalle para el sistema térmico y el sistema eléctrico en el Anexo 2.

#### **2.1. PROCESO.**

Las áreas principales del proceso productivo son las siguientes:

- Materias Primas
- Planta de Reciclo
- Máquina de Papel
- Acabado

##### **2.1.1. MATERIAS PRIMAS**

Las materias primas para la producción del papel son Celulosa y Reciclo.

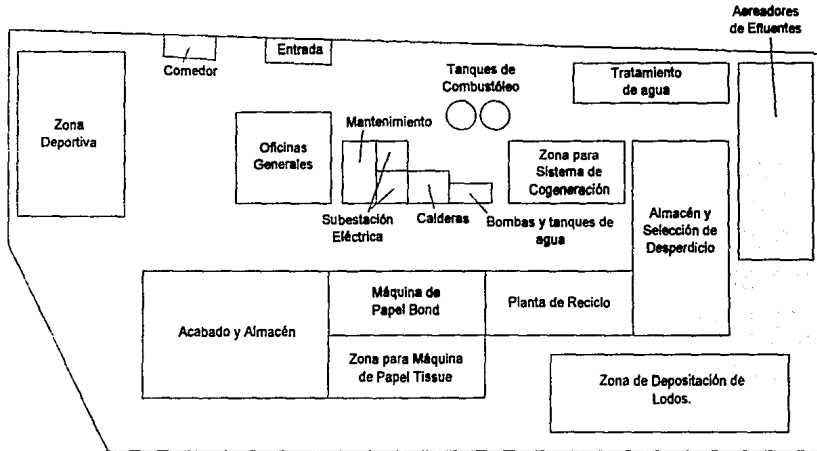
La Celulosa es celulosa laminada blanqueada virgen, obtenida directamente de la transformación de la madera de encino, para la de tipo de fibra larga, y de la madera de pino, para la de tipo de fibra corta. Siendo esta materia prima comprada.

El Reciclo es papel de desperdicio que por sus características puede utilizarse en la fabricación de papel, como sustituto de la celulosa de fibra corta.

La Celulosa entra directamente al área de preparación de pastas de la Máquina de Papel,



Figura 2.0. Arreglo general de la planta.



mientras que el Reciclo recibe acondicionamiento.

El papel de desperdicio primero se clasifica de acuerdo a su procesamiento original, principalmente en papel que no contenga recubrimiento y el que sí lo tiene, o por el tipo de impresión que contenga, tratando de eliminar las impresiones difíciles de destintar y los materiales fibrosos o sintéticos.

Una vez seleccionada una carga, que es de aproximadamente 3.1 toneladas de desperdicio, ésta se tritura y pasa a la Planta de Reciclo.

### 2.1.2. PLANTA DE RECICLO

En la figura 2.1 se observa su diagrama de bloques.

La carga se recibe en un molino helicoidal (pulper pera) y se adiciona agua caliente a temperatura de 50 a 60°C, se desintegra el papel y comienzan a desprenderse las partículas de su superficie por efecto mecánico y químico, formándose una pasta con una consistencia del 14 al 16%. Pasa por una serie de separadores de contaminantes pesados como plásticos, madera, grapas y arena, y continúa con su proceso de eliminación de tintas y contaminantes ligeros como cenizas y fibras, en las celdas de flotación.

Después la pasta se envía a las baterías de limpiadores, que constan de cuatro pasos y funcionan en cascada, el rechazo de un paso se trata en el siguiente, tirándose al drenaje en el cuarto paso, y el aceptado de un paso entra al paso anterior.

El aceptado de la primera batería se recibe en la criba presurizadora, que para su rechazo cuenta con un clasificador secundario, que regresa el aceptado a la entrada de los depuradores primarios y el rechazo lo manda al efluente.

El aceptado de la criba presurizadora alimenta a los limpiadores ciclónicos centrífugos de ligeros de cuatro pasos, que tienen un funcionamiento en cascada similar al de las baterías de limpiadores primarios.

El aceptado del primer paso del sistema ciclónico pasa a los espesadores de polidiscos, que junto con las prensas de tornillo aumentan la consistencia de la pasta al 38%, de ahí por gusanos se transporta al dispersor, en donde se realiza un tratamiento mecánico (por el gusano)

y térmico (por adición de vapor) a las partículas de tinta difíciles de remover para dispersarlas a tal grado que no sean detectadas visualmente en la hoja, en este paso la temperatura de la pasta se eleva a 125°C.

Se transporta la pasta hasta el mezclador, en donde se agregan los químicos de blanqueo para luego pasarla a la torre de blanqueo, en ésta se retiene la pasta con una fuerte agitación y diluye para bombearse a una bifurcación.

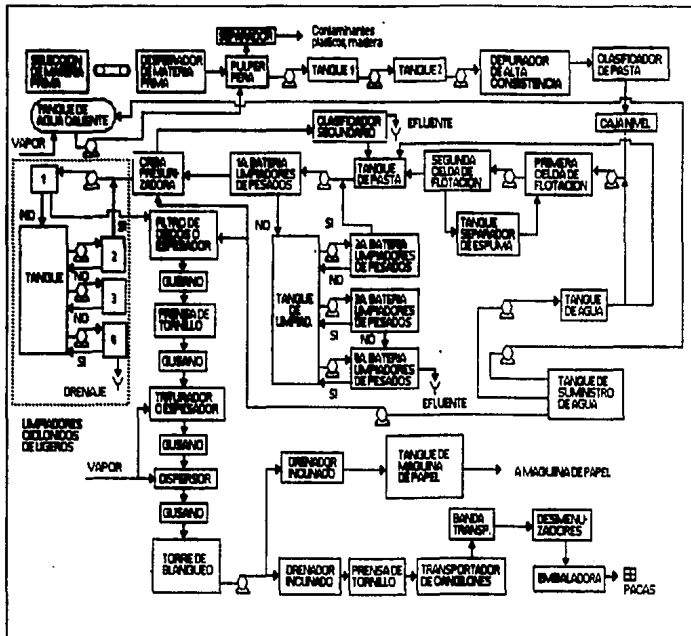


FIGURA 2.1. Diagrama de bloques de la planta de reciclaje.

La primera bifurcación llega a un drenador inclinado y almacena la pasta en un tanque para envío a Máquina de Papel.

La segunda va a otro drenador similar, se espesa la pasta y pasa a unos desmenuzadores, se acumula en una tolva y se forman las pacas de papel de recicló en la embaladora al 55% de humedad. Estas pacas se almacenan para venta o uso posterior en la Máquina de Papel.

### 2.1.3. MAQUINA DE PAPEL

La figura 2.2 muestra su diagrama de bloques.

Esta área se inicia en la preparación de pasta, con dos hidrapulpers o molinos, el primero es de tipo continuo destinado al pulpeo de fibra corta, proveniente de la celulosa laminada y/o pacas embaladas de recicló o recicló directo del tanque de almacenamiento del área de recicló. El flujo de este molino pasa a un equipo de desfibrilizado para bombear su aceptado al tanque de descarga y su rechazo regresarlo al molino. Del tanque de descarga se lleva la pasta a un refinador de discos y se almacena en el tanque de recicló refinado.

El segundo molino se maneja por preparaciones, en éste se muele la celulosa laminada de fibra larga. La pasta se bombea al tanque de descarga de celulosa y se bombea a dos pasos de refinadores de discos, almacenándose en el tanque de celulosa refinada.

De los dos tanques de refinado se toman las cantidades necesarias para preparar el tipo de papel deseado, realizando la mezcla en los tanques 1 y 2, además se agregan aditivos en este punto y se recupera la pasta del papel de desperdicio de la máquina de papel. De aquí se almacena en el tanque de máquina, que cuenta con un sistema de recuperación de los restos de pasta suspendida en el agua que se extrae al secar la hoja.

Vuelve a refinarse la pasta y entra en la caja dosificadora elevada para suministrarse al sistema de depuración, teniéndose otro tipo de limpieza en cascada de tres pasos.

La pasta limpia, aceptado del primer depurador, se diluye, criba y entra en la caja de distribución de la mesa de formación de la máquina de papel.

En esta mesa se forma la hoja horizontalmente y por medio de una bomba de vacío comienza a retirarse la humedad, esta agua entra al sistema de recuperación del tanque de máquina, pues

lleva sólidos de pasta en suspensión, o al sistema de dilución de los depuradores.

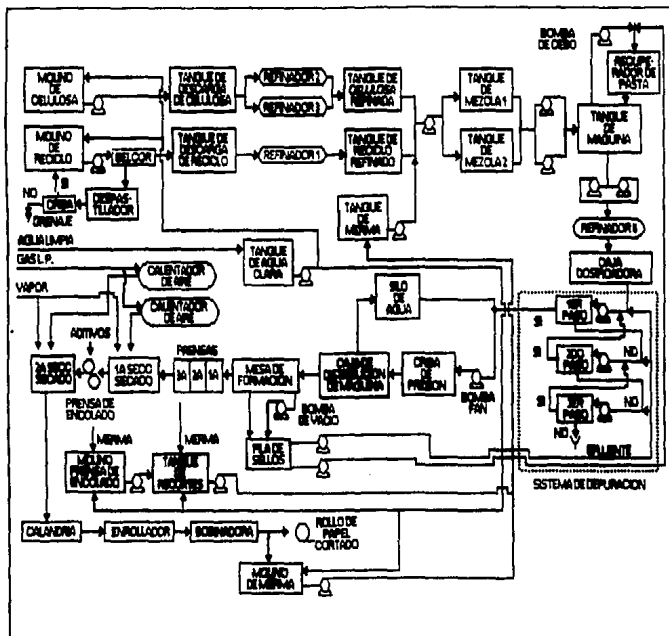


FIGURA 2.2. Diagrama de bloques de máquina de papel.

La hoja sale de la mesa de formación y pasa a las prensas que reducen la humedad hasta el 64% y así entra a la primera sección de secadores, en donde por medio de rodillos calentados a vapor y un sistema de circulación de aire caliente reducen la humedad hasta el 3%.

A la salida de la primera sección de secado, la hoja pasa a la prensa de encolado, en donde se le añade almidón cocido y aditivos, preparados con reactivos y cocidos directamente con vapor,

humedeciéndose nuevamente hasta el 75%, para entrar a la segunda sección de secadores similar al primero, y salir con un 4 a un 5% de humedad.

Se embobina la hoja en la calandria y pasa a la cortadora para dejar los rollos al tamaño deseado, ya sea para su venta o para su manejo en el área de acabado.

#### 2.1.4. ACABADO

En esta área se tienen tres cortadoras para papel carta y oficio, y una para papel extendido o papel de diversas dimensiones. (Ver figura 2.3).

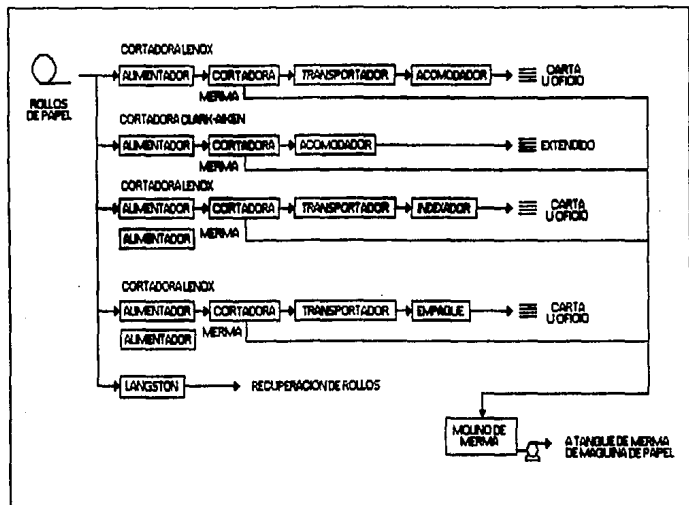


FIGURA 2.3. Diagrama de bloques del área de acabado.

Aquí se maneja alrededor del 75% de la producción de Máquina de Papel, el restante 25% se vende en rollos.

## 2.2. SERVICIOS

Para poder llevar a cabo todo el proceso se requieren de los siguientes servicios de la propia planta:

- Aire comprimido
- Agua limpia y recuperada
- Vapor
- Aire caliente
- Red general de energía eléctrica

### 2.2.1. AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido se utiliza para la instrumentación de medición y control del proceso, y también como auxiliar en mantenimiento y limpieza.

El sistema se compone de cuatro compresores (ver figura 2.4), con capacidades de 60, 75 y dos de 100 HP de potencia, normalmente se encuentra trabajando uno de 100 HP proporcionando toda la carga y el de 75 HP como respaldo. Se tienen dos pulmones de aire, uno húmedo y otro seco, y una secadora de aire a su salida, además de toda la red de distribución.

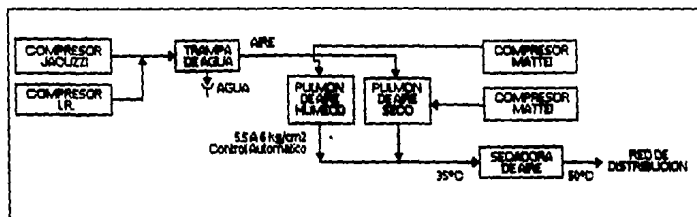


FIGURA 2.4. Aire comprimido.

## 2.2.2. AGUA LIMPIA Y RECUPERADA

Por la naturaleza del proceso se requiere de una cantidad elevada de agua para su funcionamiento, lo que hace necesario, desde un punto de vista ecológico y económico, la recirculación de agua utilizada, para usarla en aquellas zonas que no requieran agua limpia. En la figura- 2.5 se puede observar un diagrama de distribución general de agua limpia y recuperada. El agua limpia se toma del pozo profundo y de la presa.

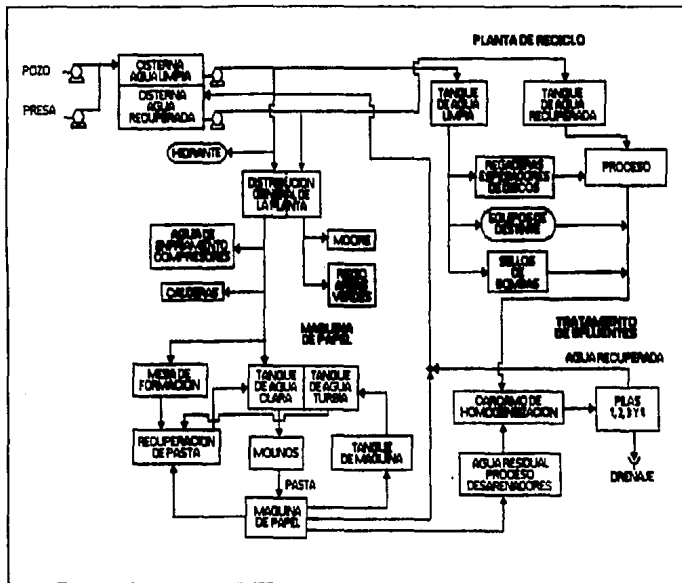


FIGURA 2.5. Agua limpia y recuperada.



## 2.2.3. VAPOR

En la figura 2.6 se muestra el diagrama del Sistema Térmico de la planta, que incluye tanto al vapor como al aire caliente.

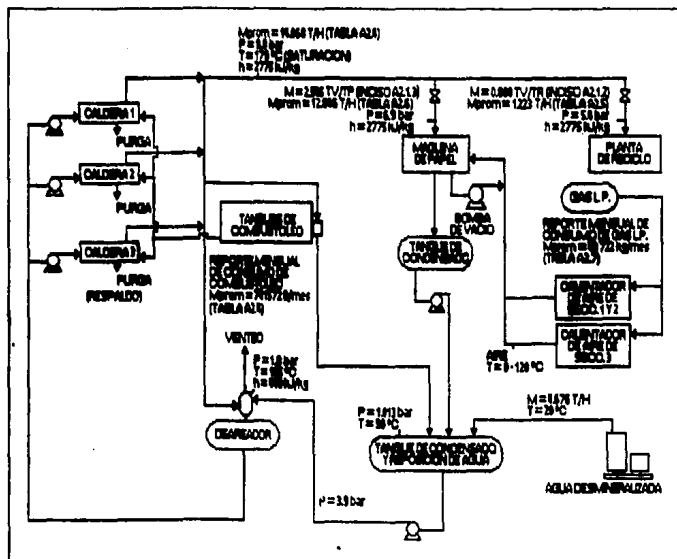


FIGURA 2.6. Diagrama del sistema térmico de la planta.

El vapor se utiliza como fluido térmico en la planta para elevar la temperatura de la pasta en la planta de reciclo, evaporar el agua de la hoja en las secciones de secado y preparar los aditivos adicionados en la prensa de encolado de la Máquina de Papel. Sólo las secciones de secado de la Máquina de Papel tienen retorno de condensados.

Para producir el vapor se cuenta con tres calderas de 22.6, 13.6 y 1.5 toneladas de vapor por hora, para las calderas 1, 2 y 3 respectivamente. Se utilizan las dos primeras, dejando a la última como respaldo.

#### 2.2.4. AIRE CALIENTE

En las secciones de secado de la Máquina de Papel para retirar el agua evaporada de la hoja se inyecta aire caliente, pues al aumentar la temperatura del aire aumenta su capacidad de retención de vapor de agua.

Normalmente en Máquinas de Papel se calienta el aire por medio de serpentines a vapor, en esta planta debido a problemas de mantenimiento se sustituyeron éstos por calentadores directos de aire de gas l.p., teniéndose uno para cada sección de secadores, ver figura 2.6, que entraron en operación en junio del año analizado. Con esto se obtuvo una reducción de la demanda de vapor y una mayor disponibilidad de la Máquina de Papel.

Además para la primera sección de secadores se utiliza el aire caliente generado por la bomba de vacío que retira la humedad de la hoja entre el equipo de formación de la hoja y la sección de secadores.

La capacidad de los calentadores de aire es de 12.5 MMBtu/hr para 74 900 CFM de aire para el de la primera sección, y de 3.0 MMBtu/hr para 22 170 CFM de aire para el de la segunda sección.

#### 2.2.5. RED GENERAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA

La carga eléctrica conectada es de 9 421 kW, de la cuál el 97.6 % corresponde a motores y el 2.4 % a iluminación.

La planta recibe la electricidad a 115 kV en la acometida de CFE. Opera con una subestación de 7 MVA y tiene otra de la misma capacidad en reserva; se distribuye la energía eléctrica a 2.3 kV para uso directo en motores de alto voltaje y se reduce en transformadores a 440, 220 y 120 V para los demás motores, iluminación y equipos. La figura 2.7 muestra el diagrama unifilar general del sistema eléctrico.

### 2.3. OPERACION.

Actualmente la planta opera aproximadamente 8 280 horas al año (con un factor de planta del 94.5%) y su forma de operación es muy peculiar debido a la manera en que se ha instalado y a sus planes de expansión.

Se comenzó con la Máquina de Papel y el área de Acabado, se instaló posteriormente la Planta de Reciclo, y se tienen planes a corto plazo de instalar una Máquina de Papel Tissue en aproximadamente tres años.

La Planta de Reciclo tiene una capacidad nominal de producción diaria de 100 toneladas, actualmente se opera al 60%. De su producción total el 85% la consume la Máquina de Papel y se vende el resto al exterior, abarcando su mercado disponible.

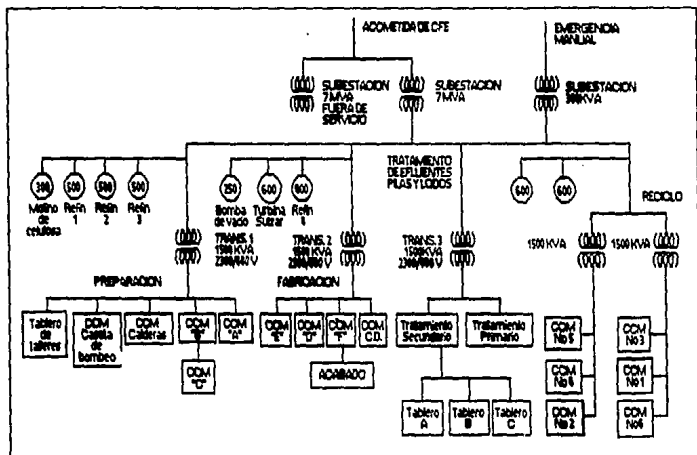


FIGURA 2.7. Sistema eléctrico general.

El papel tissue o sanitario tiene como materia prima únicamente al papel de reciclado, con lo que se ocuparía el restante 40% de la capacidad de producción de la Planta de Reciclado.

Para reducir la facturación eléctrica y aprovechando el exceso de capacidad de la Planta de Reciclado, ésta opera de manera casi nominal en horario base y para por completo en horario punta, no siendo así con la Máquina de Papel que opera de manera continua.

De acuerdo con estimaciones basadas en la forma de operación de plantas de papel tissue similares a la que se planea instalar, las necesidades de energía térmica y eléctrica se incrementarán en alrededor del 30 al 40%, para cada una, de lo que actualmente consume la Máquina de Papel.

Por lo anterior se desprende la necesidad de plantear dos escenarios de comportamiento energético uno ACTUAL y otro FUTURO.

#### 2.4. COMPORTAMIENTO ENERGETICO DE LA PLANTA

En el escenario actual se encuentran en operación:

1. Planta de Reciclado al 60% de su capacidad nominal
2. Máquina de Papel al 100% de su capacidad

Se determinaron (ver Anexo 2, inciso A2.3.1, pág. 195) tres escalones básicos de su comportamiento con su duración aproximada, que se extrapolan para modelar la operación de la planta durante un año, siendo éstos los siguientes:

CONDICION	DEMANDA ELECTRICA	DEMANDA TERMICA	RELACION Q/E	DURACION
	kW <sub>e</sub>	kW <sub>t</sub>	kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>	%
1A	5,371	10,643	1.98	37.04
2A	4,597	8,636	1.88	43.52
3A	3,487	6,430	1.84	19.44
MAXIMA	6,800	13,394	1.97	PICOS

TABLA 2.1. Demanda energética de la planta escenario actual.

En el escenario futuro se espera que operen:

1. Planta de Reciclo al 100% de su capacidad nominal
2. Máquina de Papel Bond al 100% de su capacidad
3. Máquina de Papel Tissue al 100% de su capacidad

Su comportamiento promedio y máximo se espera que sea de (ver Anexo 2, inciso A2.3.2, pág. 202):

CONDICION	DEMANDA	DEMANDA	RELACION	DURACION
	ELECTRICA	TERMICA	Q/E	
	$kW_e$	$kW_t$	$kW_t/kW_e$	%
PROMEDIO	6,684	13,947	2.09	100
MAXIMA	8,400	17,279	2.06	PICOS

TABLA 2.2. Demanda energética de la planta escenario futuro.

En el que la operación promedio se espera como funcionamiento normal de la planta durante un año.

Las condiciones máximas de operación en ambos escenarios se utilizan para dimensionar los equipos y caracterizar su funcionamiento en condiciones extremas.

Los sistemas de cogeneración para esta planta, de acuerdo a sus características energéticas y con lo desarrollado en el Capítulo 1, se exponen en el siguiente capítulo.

Referencia:

1. Información proporcionada por la planta papelera. Noviembre 1992.

### CAPITULO 3.

#### ALTERNATIVAS DE SISTEMAS DE COGENERACION EN LA PLANTA EN ESTUDIO

Las condiciones expuestas en el inciso 2.4 para cada escenario serán las necesidades energéticas a cubrir por las diferentes alternativas que se planteen. El diseño de la capacidad nominal de los equipos se obtiene a partir de las condiciones máximas, ya que con éstas se asegura que todas las demás condiciones se cubrirán.

##### 3.1. SELECCION DE ALTERNATIVAS.

El tipo de sistema de cogeneración que se apega al comportamiento de la planta en sus dos escenarios es el de turbina de gas, cuya relación calor-electricidad se sitúa en alrededor de 2.00  $\text{kW}_t/\text{kW}_e$  (ver figura A2.11).

También se plantea un sistema de cogeneración con turbina de vapor de contrapresión, para observar la viabilidad de un sistema cuyo comportamiento energético no se apega al del proceso (su relación calor-electricidad es de 4.00  $\text{kW}_t/\text{kW}_e$  en adelante).

Por lo tanto, las alternativas que se desarrollan son:

1. Turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión.
2. Turbina de gas para cubrir condiciones actuales.
3. Turbinas de gas para cubrir condiciones futuras.

##### 3.2. BASES PARA EL CALCULO DEL COMPORTAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS A DIFERENTES CARGAS.

Con lo establecido en el Anexo 1 para el análisis de los sistemas y tomando en cuenta las condiciones de la demanda energética de la planta, las bases para calcular el comportamiento de las alternativas se definen para la turbina de vapor y las turbinas de gas de la siguiente manera:

### 3.2.1. TURBINA DE VAPOR DE CONTRAPRESION CON CALDERA DE ALTA PRESION.

Las condiciones de generación de vapor de alta presión para este caso se tomarán de 58.8 bar, a una temperatura de recalentamiento definida por las condiciones en la extracción, como se indica en el inciso A1.1, pág. 128.

La eficiencia mecánica de turbinas de vapor de engrane de contrapresión de capacidades bajas es de alrededor del 80% (Ref. 1).

El vapor a la extracción se necesita a 9.8 bar a temperatura de saturación (179°C), cabe hacer notar que el proceso requiere de vapor a 5.4 y 6.9 bar (ver inciso A2.1, pág 158), y se distribuye a 9.8 bar por restricción del diámetro de la tubería de distribución de vapor.

En la figura 3.1 se observa el diagrama T-s del ciclo del sistema y sus estados se marcan en la tabla 3.1.

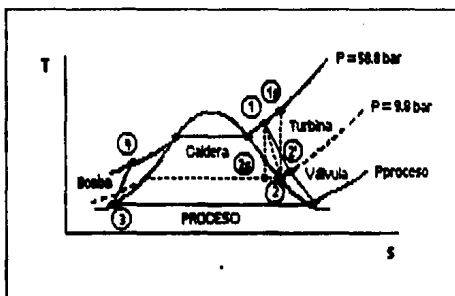


FIGURA 3.1. Diagrama T-s del ciclo del sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión, alternativa 1.

ESTADO	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·°C)
1	58.8	378	3121	6.4620
1s	58.8	411	3208	6.5937
2	9.8	179	2775	6.5937
2s	9.8	179	2718	6.4620
2'	9.8	187	2797	6.6373
4	58.8	105	440	-

TABLA 3.1. Tabla de estados alternativa 1.

De la ecuación A1.2,

$$h_1 = 2775 + 0.80 (3208-2775) = 3121 \text{ kJ/kg}$$

De tablas de vapor con  $P_1$  y  $h_1$  se tienen  $T_1 = 378^\circ\text{C}$ ,  $s_1 = 6.4620 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ .

Las condiciones de salida, ecuación A1.3,

$$h_2' = 3121 - 0.80 (3121-2716) = 2797 \text{ kJ/kg}$$

La potencia que puede desarrollar la turbina por la expansión es de:

$$P_m = m_v (h_1 - h_2') = 324 \text{ m}_v \quad (3.1)$$

$$P_e = n_r n_g P_m = 0.985 (0.965) P_m = 0.9505 P_m \quad (3.2)$$

En donde,

$P_m$ . potencia mecánica producida por la turbina (kW<sub>m</sub>)

$P_e$ . potencia eléctrica (kW<sub>e</sub>)

$m_v$ . flujo másico de vapor (kg/s)

$h_i$ . entalpia del punto i (kJ/kg)

$n_r$ . eficiencia del reductor (en decimales)

$n_g$ . eficiencia del generador (en decimales)

El calor suministrado a la caldera para producir la cantidad de vapor requerida es

$$Q_s = \frac{m_v (h_1 - h_4)}{n_{cl}} \quad (3.3)$$

Donde,

$Q_s$ . calor suministrado (kW)

$n_{cl}$ . eficiencia de caldera (en decimales)

Para la eficiencia de la caldera de alta presión se toma la que presenta actualmente la caldera 1 de la planta del 85% (anexo 2, inciso A2.1.1, pág. 170).



La eficiencia térmica del ciclo será de

$$n_{tr} = \frac{P_e}{Q_s} \quad (3.4)$$

Donde,

$n_{tr}$ , eficiencia térmica (en decimales)

La cantidad de combustible requerida para producir el calor  $Q_s$  es

$$m_c = \frac{Q_s}{\rho_c \text{ PCI}_c} \quad (3.5)$$

Donde,

$m_c$ , flujo másico de combustible (lts/seg)

$\rho_c$ , densidad del combustible (kg/l) (pág. 159)

$\text{PCI}_c$ , poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg)

La demanda térmica de cada condición de operación señala la cantidad de vapor requerida

$$m_v = \frac{P_t}{(h_1 - h_4)} = \frac{P_t}{(2775 - 440)} = \frac{P_t}{2335} \quad (3.6)$$

En donde,

$m_v$ , flujo másico de vapor (kg/s)

$P_t$ , potencia térmica requerida por la planta (kW)

$h_1$ , entalpia del vapor a la entrada del proceso (kJ/kg)

$h_4$ , entalpia del agua de alimentación a calderas (kJ/kg)

Siendo el resultado de esta ecuación con el que se evalúan 3.1 a 3.4. Y por último, la demanda eléctrica externa necesaria es

$$P_{eex} = P_{er} - P_e \quad (3.7)$$

Donde

$P_{\text{eex}}$ : potencia eléctrica externa ( $\text{kW}_e$ )

$P_{\text{er}}$ : potencia eléctrica requerida o demanda eléctrica

$P_{\text{e}}$ : potencia eléctrica generada

En caso de que la potencia eléctrica producida por el sistema exceda a la potencia requerida se tendrá un valor negativo de la potencia eléctrica externa, que indica que se exporta energía eléctrica a la red para esa condición.

Los índices energéticos del sistema de cogeneración se obtienen de las ecuaciones 1.13 a 1.19, en las que el calor de proceso ( $Q_p$ ) es la demanda térmica de cada condición ( $P_t$ ) y la eficiencia de caldera ( $n_c$ ) es la que presentan actualmente las dos calderas de la planta, de manera conjunta, del 77.54%.

La tabla 3.2 indica el cálculo del comportamiento del sistema, con las ecuaciones correspondientes para cada variable, para las condiciones de los escenarios actual y futuro.

ESCENARIO			
CONDICION			
Demanda eléctrica	$P_{\text{er}}$	$\text{kW}_e$	Dato
Demanda térmica	$P_t$	$\text{kW}_t$	Dato
Flujo de vapor	$m_v$	$\text{kg/s}$	Ec. 3.6
Potencia mecánica producida	$P_m$	$\text{kW}$	Ec. 3.1
Potencia eléctrica producida	$P_e$	$\text{kW}_e$	Ec. 3.2
Potencia eléctrica externa	$P_{\text{eex}}$	$\text{kW}_e$	Ec. 3.7
Calor suministrado a caldera	$Q_s$	$\text{kW}_t$	Ec. 3.3
Eficiencia térmica de turbina	$\eta_{\text{tr}}$		Ec. 3.4
Flujo de combustible	$m_c$	$\text{l/hr}$	Ec. 3.5
INDICES ENERGETICOS			
Calor útil	$Q_u$	$\text{kW}_t$	Ec. 1.15
Calor para producción eléct. conv.	$Q_{\text{te}}$	$\text{kW}_t$	Ec. 1.18
Índice de utilización del comb.	IUC		Ec. 1.13
Índice calor-electricidad	Q/E	$\text{kW}_t/\text{kW}_e$	Ec. 1.14
Índice de calor neto	ICN	$\text{kW}_t/\text{kW}_e$	Ec. 1.16
Índice de combustible ahorrado	ICA	$\text{kW}_t$	Ec. 1.17
Fracción ahorro de combustible	FAC		Ec. 1.19

TABLA 3.2. Tabla de cálculo de comportamiento, alternativa 1.

### 3.2.2. TURBINAS DE GAS CON RECUPERADOR DE CALOR.

Del desarrollo teórico del anexo 1, incisos A1.2.1 y A1.3.1 para turbinas de gas y recuperador de calor, respectivamente, se hace el análisis para el comportamiento de los sistemas.

Primero es necesario modelar adecuadamente la turbina de gas seleccionada, con base en los datos de especificaciones y a condiciones ISO, tanto para su carga base como para su carga máxima.

Las condiciones ISO y los datos generales para el análisis son:

Altitud del sitio	ALT	m SNM	0
Presión atmosférica	P <sub>atm</sub>	bar	1.013
Temperatura ambiente	T <sub>amb</sub>	K	288
Aire y gases: Cp y k promedio			
Calor específico a P cte	C <sub>p</sub>	kJ/kg-K	1.1
Exponente adiab. de compresión	k		1.4
Caída presión cámara de comb.	dP <sub>cc</sub>	bar	0.200
Eficiencia generador eléctrico	η <sub>g</sub>		0.985
Eficiencia reductor velocidad	η <sub>r</sub>		0.985
Eficiencia cámara combustión	η <sub>cc</sub>		0.99
PCI gas natural	PCI <sub>gn</sub>	kJ/Nm <sup>3</sup>	35411
Densidad gas natural	ρ <sub>gn</sub>	kg/Nm <sup>3</sup>	0.81
Temp. mínima gases de salida de recuperador de calor	T <sub>gs</sub>	K	366

TABLA 3.3. Condiciones para análisis ISO de turbinas de gas.

Las especificaciones de cada turbina marcan:

- Potencia mecánica ISO de la turbina base y máxima (P<sub>misob</sub>, P<sub>misom</sub>)
- Flujo de aire ISO (m<sub>aiso</sub>)
- Relación de compresión (r<sub>c</sub>)
- Temperatura de combustión base (T<sub>3b</sub>)
- Temperatura del aire después del compresor (T<sub>2</sub>)
- Temperatura de gases de salida de la turbina (T<sub>4</sub>)
- Relación de calor ISO (HR)
- Eficiencia térmica de ciclo sencillo (η<sub>tr</sub>)
- Calor aprovechable de los gases de salida (Q<sub>gs</sub>)

Con estos datos se definen:

- Eficiencia del compresor ( $\eta_c$ )
- Eficiencia de la turbina ( $\eta_t$ )
- Temperatura de combustión máxima ( $T_{3m}$ )

A partir de la secuencia de cálculo de la tabla 3.4.

<b>TURBINA DE GAS</b>			
Flujo másico de aire ISO	$m_{\text{aiso}}$	kg/s	Dato esp.
Eficiencia compresor	$\eta_c$		Ajustar
Eficiencia turbina	$\eta_t$		Ajustar
Temp. de combustión base	$T_{3b}$	K	Dato esp.
Temp. de combustión máxima	$T_{3m}$	K	Ajustar
Relación de compresión	$r_c$		Dato esp.
Presión entrada compresor	$P_1$	bar	Tab 3.3
Presión salida compresor	$P_2$	bar	$r_c P_1$
Presión entrada turbina	$P_3$	bar	$P_2 - dP_{cc}$
Presión salida turbina	$P_4$	bar	$P_1$
Relación de expansión	$r_t$		$P_3/P_4$
<b>COMPORTAMIENTO ISO</b>			
<b>CONDICION</b>			
Potencia mecánica generada		kW	Dato esp.
<b>TURBINA DE GAS</b>			
Temperatura de combustión	$T_3$	K	Dato esp./ajustar
Trabajo neto	$W_n$	kW-s/kg	Ec. 1.8
Potencia mecánica producida	$P_m$	kW	Ec. 1.11
Potencia eléctrica producida	$P_e$	kW <sub>e</sub>	Ec. 1.12
Temperatura salida compresor	$T_2$	K	Ec. A1.27
Temperatura salida turbina	$T_4$	K	Ec. A1.28
Calor suministrado	$Q_s$	kW-s/kg	Ec. 1.9
Eficiencia térmica	$\eta_{tr}$		Ec. 1.10
Relación de calor	HR	kJ/kW-h	3600/ $\eta_{tr}$
Calor suministrado total	$Q_{st}$	kW <sub>t</sub>	$Q_s m_{\text{aiso}}$
Flujo de combustible (G.N.)	$v_c$	Nm <sup>3</sup> /s	$Q_{st}/PCI_{gn}$
	$m_c$	kg/s	$v_c \rho_{gn}$
Flujo de gases	$m_g$	kg/s	$m_{\text{aiso}} + m_c$
<b>COGENERACION</b>			
Calor aprovechable gases salida	$Q_{gs}$	kW <sub>t</sub>	$m_g C_p (T_4 - T_{gs})$

TABLA 3.4. Tabla de cálculo de comportamiento de turbinas de gas en condiciones ISO.

Una vez modelada la turbina se procede a calcular su comportamiento a las condiciones en el sitio y con el recuperador de calor:

Altitud del sitio	ALT	m SNM	1800
Presión atmosférica	$P_{atm}$	bar	0.850
Temperatura ambiente	$T_{amb}$	K	298
Factor corrección de altitud	$FC_{\#}$		0.80
Factor corrección de temp.	$FC_t$		0.97
Aire y gases: $C_p$ y $k$ promedio			
Calor específico a presión cte	$C_p$	kJ/kg-K	1.1
Exponente adiab. de compresión	$k$		1.4
	$(k-1)/k$		0.286
Caída presión filtro de aire	$dP_f$	bar	0.008
Caída presión cámara de comb.	$dP_{cc}$	bar	0.200
Caída presión recuperador calor	$dP_{rc}$	bar	0.022
Eficiencia generador eléctrico	$\eta_g$		0.985
Eficiencia reductor velocidad	$\eta_r$		0.965
Eficiencia cámara combustión	$\eta_{cc}$		0.99
Eficiencia post-combustión	$\eta_{pc}$		0.99
PCI gas natural	$PCI_{gn}$	kJ/Nm <sup>3</sup>	35411
Densidad gas natural	$\rho_{gn}$	kg/Nm <sup>3</sup>	0.81
RECUPERADOR DE CALOR			
Temperatura óptima económica	$T_{oe}$	°C	15
Presión del vapor	$P_v$	bar	9.8
Temperatura del vapor (saturado)	$T_{sat}$	°C	179
Entalpía agua alimentación	$h_1$	kJ/kg	440
Entalpía agua saturada	$h_2$	kJ/kg	759
Entalpía vapor saturado	$h_3$	kJ/kg	2775
INDICES ENERGETICOS			
Eficiencia de calderas actuales	$\eta_{cl}$		0.7754
Consumo térmico planta eléctrica	$CTU_n$	kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>	2.94

TABLA 3.5. Condiciones de ubicación de la planta y del recuperador de calor para análisis de comportamiento.

Con estos datos se evalúa cada una de las condiciones promedio de operación de los escenarios actual y futuro.

<b>ESCENARIO</b>			
<b>CONDICION</b>			
Demanda Eléctrica	$P_e$	$kW_e$	Dato
Demanda Térmica	$P_t$	$kW_t$	Dato
Duración			
<b>TURBINA DE GAS</b>			
Temperatura de combustión	$T_3$	K	Dato
Trabajo neto	$W_n$	$kW-s/kg$	Ec. 1.8
Potencia mecánica producida	$P_m$	$kW$	Ec. 1.11
Potencia eléctrica producida	$P_e$	$kW_e$	Ec. 1.12
Potencia eléctrica externa	$P_{aex}$	$kW_e$	Ec. 3.7
Temp. salida compresor	$T_2$	K	Ec. A1.27
Temp. salida turbina	$T_4$	K	Ec. A1.28
Calor suministrado	$Q_s$	$kW-s/kg$	Ec. 1.9
Eficiencia térmica	$\eta_{tr}$		Ec. 1.10
Calor suministrado total	$Q_{st}$	$kW_t$	$Q_s m_g$
Flujo de combustible (G.N.)	$v_c$	$Nm^3/s$	$Q_{st}/PCI_{gn}$
	$m_c$	$kg/s$	$v_c \rho_{gn}$
Flujo de gases	$m_g$	$kg/s$	$m_g + m_c$
<b>RECUPERADOR DE CALOR</b>			
Flujo de vapor requerido	$m_{vr}$	$kg/s$	Ec. A1.43
Temp. gases a evaporador	$T_{g1}$	$^{\circ}C$	$T_4$
Temp. gases a economizador	$T_{g2}$	$^{\circ}C$	$T_{sat} + T_{oe}$
Flujo de vapor	$m_v$	$kg/s$	Ec. A1.37
Temp. gases a evap. requerida	$T_{g1}'$	$^{\circ}C$	Ec. A1.38
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$	$kW$	Ec. A1.39
Flujo de comb. a post-comb. (G.N.)	$v_{cpc}$	$Nm^3/s$	Ec. A1.40
	$m_{cpc}$	$kg/s$	$v_{cpc} \rho_{gn}$
Flujo total de gases	$m_g'$	$kg/s$	Ec. A1.41
Flujo de agua de alimentación	$m_{ga}$	$kg/s$	$m_{vr}$
Temp. gases de salida	$T_{g3}$	$^{\circ}C$	Ec. A1.42
Flujo total combustible	$m_{ct}$	$Nm^3/s$	$v_c + v_{cpc}$
<b>INDICES ENERGETICOS</b>			
Calor de combustible	$Q_c$	$kW_t$	$m_{ct} PCI_{gn}$
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	Ec. 1.15
Calor producción electricidad, conv.	$Q_e$	$kW_t$	Ec. 1.18
Índice de utilización del comb.	IUC		Ec. 1.13
Índice calor-electricidad	Q/E	$kW_t/kW_e$	Ec. 1.14
Índice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	Ec. 1.16
Índice de combustible ahorrado	ICA	$kW_t$	Ec. 1.17
Fracción de ahorro de combustible	FAC		Ec. 1.19

TABLA 3.6. Tabla de cálculo del comportamiento de turbina de gas con recuperador de calor a condiciones del sitio.

### 3.3. COMPORTAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS.

#### 3.3.1. ALTERNATIVA 1. TURBINA DE VAPOR DE CONTRAPRESION CON CALDERA DE ALTA PRESION.

El diagrama del sistema se observa en la figura 3.2. El vapor se produce a alta presión (1), se expande en la turbina (2) y se utiliza a baja presión en el proceso (3).

La producción y consumos de energía para las diferentes condiciones se calcula a partir de la tabla 3.2 y se muestran sus resultados en la tabla 3.7.

ESCENARIO CONDICIONES			ACTUAL					FUTURO	
			MAX	1A	2A	3A	PROM	MAX	PROM
Demanda eléctrica	$P_{gr}$	$kW_e$	8800	5371	4597	3487	4668	8400	6684
Demanda térmica	$P_t$	$kW_t$	13394	10643	8638	6430	8951	17279	13947
Duración				0.3704	0.4352	0.1944			
Flujo de vapor	$m_v$	$kg/s$	5.74	4.56	3.70	2.75		7.40	5.97
Potencia mec. turbina	$P_m$	$kW$	1859	1477	1198	892		2398	1935
Potencia eléctrica	$P_e$	$kW_e$	1767	1404	1139	848	1181	2279	1840
Potencia eléct. externa	$P_{ext}$	$kW_e$	8033	3967	3488	2639	3487	6121	4844
Calor sum. a caldera	$Q_s$	$kW_t$	18093	14377	11008	8686		23340	18840
Eficiencia térmica turbina	$\eta_{tr}$		0.10	0.10	0.10	0.10		0.10	0.10
Flujo de combustible	$m_c$	$kg/hr$	1532	1218	988	738	1024	1877	1596
INDICES ENERGETICOS									
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	17274	13728	11137	8292	11543	22284	17987
Calor prod. eléct. conv.	$Q_{te}$	$kW_t$	5194	4127	3349	2493	3471	6700	5408
Índice de util. de comb.	IUC		0.84	0.84	0.84	0.84		0.84	0.84
Rel. calor-electricidad	Q/E	$kW_t/kW_e$	7.58	7.58	7.58	7.58	7.58	7.58	7.58
Índice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	0.48	0.48	0.48	0.46	0.46	0.46	0.48
Índice de comb. ahorrado	ICA	$kW_t$	4375	3478	2821	2100	2923	5644	4555
Fración ahorro comb.	FAC		0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198

TABLA 3.7. Comportamiento alternativa 1.

Por lo tanto, las características nominales del equipo son:

#### Caldera

Producción de vapor	26.64 Ton/hr
Presión de operación	58.8 bar
Temperatura de operación	378°C
Combustible	Combustóleo

#### Turbina de vapor

Capacidad nominal	2.5 MW <sub>e</sub>
Presión de entrada	58.8 bar
Temperatura de entrada	378°C
Presión de salida	9.8 bar
Temperatura de salida	187°C
Tipo	Turbina de engrane

Se toma en cuenta que el sistema de tratamiento de agua (desmineralizadora) y el deaerador pueden cubrir la cantidad y las especificaciones del agua de alimentación a la caldera de alta presión.

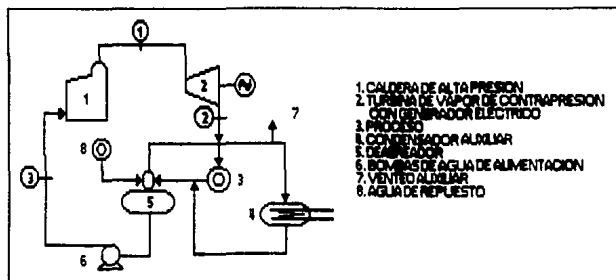


FIGURA 3.2. Diagrama alternativa 1. Turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión.



### 3.3.2. ALTERNATIVA 2. TURBINA DE GAS PARA CUBRIR CONDICIONES ACTUALES.

La máxima demanda eléctrica en condiciones actuales es de 6800 kW; se seleccionará una turbina de gas que cubra esta potencia. Cabe hacer notar que la demanda térmica será cubierta de manera natural, esto se preve por la relación calor-electricidad del proceso, por lo que no se considera en la selección de la turbina.

El diagrama del sistema se muestra en la figura 3.3.

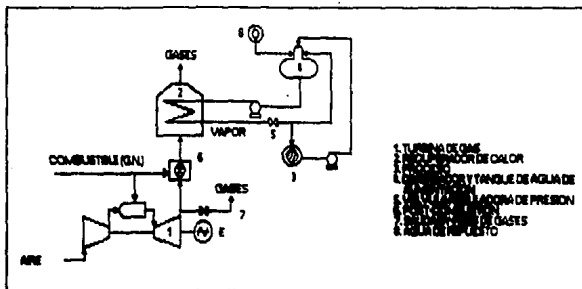


FIGURA 3.3. Diagrama alternativa 2. Turbina de gas con recuperador de calor con post-combustión para condiciones actuales.

La potencia nominal en condiciones ISO de la turbina se requiere de:

Potencia eléctrica de diseño	$P_{em} = 6\ 800\ \text{kW}$
Factor de corrección de altitud	$FC_A = 0.80$
Factor de corrección de temperatura	$FC_T = 0.97$
Factor de pot. adic. consumida por comp. (Ver figura A1.11 para 25°C)	$FC_C = 0.92$
Eficiencia generador eléctrico	$\eta_g = 0.985$
Eficiencia reductor de velocidad	$\eta_r = 0.965$

$$P_{e\text{isom}} = \frac{P_{em}}{FC_A FC_T FC_C} = \frac{6\ 800}{(0.80)(0.97)(0.92)} = 9\ 525\ \text{kW}_e\ \text{ISO}$$

$$P_{\text{misom}} = \frac{P_{\text{eiso}}}{n_g n_r} = \frac{9\,525}{(0.985)(0.965)} = 10\,021 \text{ kW}_m \text{ ISO}$$

Donde,

$P_{\text{eiso}}$ , potencia eléctrica ISO máxima (kW<sub>e</sub>)

$P_{\text{misom}}$ , potencia mecánica ISO máxima (kW<sub>e</sub>)

Se tomará una turbina de las siguientes características (Ref. 2):

Potencia mecánica ISO máxima	9 560 kW
Potencia mecánica ISO base	8 840 kW
Flujo de aire ISO	37.5 kg/s
Relación de compresión	16.0
Temperatura de comb. base	1 057°C (1 330 K)
Temp. de aire salida del comp.	260°C (533 K)
Temp. de gases salida de la turb.	465°C (738 K)
Relación de calor ISO	11 585 kJ/kW-h
Efic. térmica del ciclo sencillo	33%
Calor aprovechable gases salida	15 558 kWt

Tomando los datos generales ISO de la tabla 3.3 y siguiendo el cálculo de la tabla 3.4, la tabla 3.8 muestra los resultados para condiciones ISO base y máxima.

Los resultados más significativos son:

Eficiencia del compresor	$n_c = 0.88$
Eficiencia de la turbina	$n_t = 0.84$
Temperatura de combustión máxima	$T_{3m} = 1\,369 \text{ K}$

Es necesario aclarar que la temperatura del aire a la salida del compresor de especificaciones no es confiable, debido a que arroja resultados incongruentes.

CONDICION			BASE	MAXIMA
Potencia mecánica generada		kW	8840	9560
<b>TURBINA DE GAS</b>				
Eficiencia compresor	$\eta_c$		0.88	0.88
Eficiencia turbina	$\eta_t$		0.84	0.84
Temperatura de combustión	$T_3$	K	1330	1369
Trabajo neto	$W_n$	kW-s/kg	235.51	255.17
Potencia mecánica producida	$P_m$	kW	8832	9569
Potencia eléctrica producida	$P_e$	kW <sub>e</sub>	8395	9095
Temp. salida compresor	$T_2$	K	683	683
Temp. salida turbina	$T_4$	K	720	742
Calor suministrado	$Q_s$	kW-s/kg	718.44	761.77
Eficiencia térmica	$\eta_{tr}$		0.328	0.335
Relación de calor	HR	kJ/kW-h	10982	10747
Calor suministrado total	$Q_{st}$	kW <sub>t</sub>	26941	28566
Flujo de combustible	$v_c$	Nm <sup>3</sup> /s	0.761	0.807
	$m_c$	kg/s	0.616	0.653
Flujo de gases	$m_g$	kg/s	36.116	36.153
<b>COGENERACION</b>				
Calor aprov. gases salida	$Q_{qs}$	kW <sub>t</sub>	14863	15765

TABLA 3.8. Comportamiento ISO turbina de gas alternativa 2.

El comportamiento de esta turbina calculado con base en las tablas 3.5 y 3.6, para condiciones del sitio y con el recuperador de calor, da los siguientes resultados:

Bajo condiciones actuales, al cubrir por completo la demanda eléctrica se observa que se necesita de post-combustión en el recuperador para satisfacer la demanda térmica, tabla 3.9.

Si se eleva la carga de la turbina, también aumenta la temperatura de los gases de salida, reduciendo o eliminando la post-combustión y dando lugar a la producción de excedentes eléctricos, tabla 3.10.

Las condiciones futuras son mayores a las proporcionadas por la turbina, por lo que se necesita tanto de post-combustión como de energía eléctrica de la red, tabla 3.11.

De las dos formas de operación actuales se desprenden dos escenarios de comportamiento, que se denominarán: Alternativa 2, operación sin excedentes eléctricos; y Alternativa 2', operación con excedentes eléctricos. Siendo para ambas el mismo comportamiento futuro.

ESCENARIO ACTUAL							
CONDICION			MAX.	1A	2A	3A	PROM.
Demanda Eléctrica	$P_{er}$	$kW_e$	6800	5371	4597	3487	4668
Demanda Térmica	$P_t$	$kW_t$	13394	10643	8636	6430	8951
Duración				0.3704	0.4352	0.1944	
<b>TURBINA DE GAS</b>							
Temp. de combustión	$T_3$	K	1369	1290	1234	1153	
Trabajo neto	$W_n$	$kW\text{-s/kg}$	233.82	194.18	166.18	126.07	
Pot. mecánica producida	$P_m$	$kW$	6604	5651	4836	3669	
Pot. eléctrica producida	$P_e$	$kW_e$	6468	5371	4597	3487	4668
Pot. eléctrica externa	$P_{ext}$	$kW_e$	332	0	0	0	0
Temp. salida compresor	$T_2$	K	707	707	707	707	
Temp. salida turbina	$T_4$	K	747	704	673	630	
Calor suministrado	$Q_s$	$kW\text{-s/kg}$	735.41	647.24	584.96	495.74	
Eficiencia térmica	$\eta_r$		0.318	0.300	0.284	0.254	
Calor suministrado total	$Q_{st}$	$kW_t$	21400	18835	17022	14426	
Flujo combustible (G.N.)	$V_G$	$Nm^3/s$	0.604	0.632	0.481	0.407	
	$m_G$	$kg/s$	0.490	0.431	0.389	0.330	
Flujo de gases	$m_g$	$kg/s$	29.590	29.531	29.489	29.430	
<b>REC. DE CALOR</b>							
Flujo de vapor requerido	$m_{vr}$	$kg/s$	5.74	4.56	3.70	2.75	
Temp. gases a evap.	$T_{g1}$	$^{\circ}C$	474	431	400	357	
Temp. gases a econ.	$T_{g2}$	$^{\circ}C$	194	194	194	194	
Flujo de vapor s/post-c.	$m_y$	$kg/s$	4.53	3.82	3.32	2.61	
Temp. gases a evap. req.	$T_{g1'}$	$^{\circ}C$	549	477	424	365	
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$	$kW_t$	2465	1506	769	292	
Flujo comb. a post-c. (G.N.)	$V_{cpc}$	$Nm^3/s$	0.070	0.043	0.022	0.008	
	$m_{cpc}$	$kg/s$	0.056	0.034	0.018	0.007	
Flujo total de gases	$m_g'$	$kg/s$	29.646	29.565	29.507	29.437	
Flujo de agua de alim.	$m_{ag}$	$kg/s$	5.74	4.56	3.70	2.75	
Temp. gases de salida	$T_{g3}$	$^{\circ}C$	138	149	158	167	
Flujo total combustible (G.N.)	$m_{ct}$	$Nm^3/s$	0.674	0.574	0.502	0.416	
		$Nm^3/hr$	2426	2068	1809	1496	1844
<b>INDICES ENERGETICOS</b>							
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	17274	13728	11137	8292	
Calor prod. elect. conv.	$Q_{te}$	$kW_t$	19015	15791	13514	10252	
Calor de combustible	$Q_c$	$kW_t$	23868	20341	17791	14718	
Índice Utilización Comb.	IUC		0.832	0.787	0.744	0.674	0.748
Rel. calor-electricidad	$Q/E$	$kW_t/kW_e$	2.07	1.98	1.88	1.84	1.91
Índice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	1.02	1.23	1.45	1.84	1.44
Índice de comb. ahorrado	ICA	$kW_t$	12423	9177	6890	3827	7129
Fracción Ahorro de Comb.	FAC		0.342	0.311	0.278	0.298	0.278

TABLA 3.9. Comportamiento de alternativa 2 en condiciones actuales con post-combustión.

ESCENARIO ACTUAL								
CONDICION				MAX.	1A	2A	3A	PROM.
Demanda Eléctrica	$P_{gr}$	$kW_g$	6800	5371	4597	3487	4668	
Demanda Térmica	$P_t$	$kW_t$	13394	10643	8638	6430	8951	
Duración				0.3704	0.4352	0.1944		
<b>TURBINA DE GAS</b>								
Temp. de combustión	$T_3$	K	1369	1330	1278	1170		
Trabajo neto	$W_n$	$kW\text{-s/kg}$	233.82	214.34	187.44	134.19		
Pot. mecánica producida	$P_m$	$kW$	6804	6237	5455	3905		
Pot. eléctrica producida	$P_e$	$kW_e$	6488	5929	5188	3712	5174	
Pot. eléctrica externa	$P_{ext}$	$kW_e$	332	-658	-888	-328	-506	
Temp. salida compresor	$T_2$	K	707	707	707	707		
Temp. salida turbina	$T_4$	K	747	726	697	638		
Calor suministrado	$Q_s$	$kW\text{-s/kg}$	735.41	692.07	632.24	513.80		
Eficiencia térmica	$\eta_r$		0.318	0.310	0.296	0.261		
Calor suministrado total	$Q_{st}$	$kW_t$	21400	20139	18398	14951		
Flujo combustible (G.N.)	$v_c$	$Nm^3/s$	0.664	0.669	0.620	0.422		
	$m_c$	$kg/s$	0.490	0.481	0.421	0.342		
Flujo de gases	$m_g$	$kg/s$	29.590	29.581	29.521	29.442		
<b>REC. DE CALOR</b>								
Flujo de vapor requerido	$m_{vr}$	$kg/s$	5.74	4.56	3.70	2.75		
Temp. gases a evap.	$T_{g1}$	$^{\circ}C$	474	453	424	365		
Temp. gases a econ.	$T_{g2}$	$^{\circ}C$	194	194	194	194		
Flujo de vapor s/post-c.	$m_v$	$kg/s$	4.53	4.18	3.70	2.75		
Temp. gases a evap. req.	$T_{g1}'$	$^{\circ}C$	549	477	424	365		
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$	$kW_t$	2485	775	0	0		
Flujo comb. a post-c. (G.N.)	$v_{cpc}$	$Nm^3/s$	0.070	0.022	0.000	0.000		
	$m_{cpc}$	$kg/s$	0.056	0.018	0.000	0.000		
Flujo total de gases	$m_g'$	$kg/s$	29.646	29.578	29.521	29.442		
Flujo de agua de alim.	$m_{aa}$	$kg/s$	5.74	4.56	3.70	2.75		
Temp. gases de salida	$T_{g3}$	$^{\circ}C$	138	149	158	167		
Flujo total combustible (G.N.)	$m_{ct}$	$Nm^3/s$	0.674	0.591	0.520	0.422		
		$Nm^3/hr$	2626	2128	1878	1620	1897	
<b>INDICES ENERGETICOS</b>								
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	17274	13726	11137	8292		
Calor prod. elect. conv.	$Q_{ie}$	$kW_t$	19015	17430	15243	10912		
Calor de combustible	$Q_c$	$kW_t$	23866	20914	18398	14951		
Índice Utilización Comb.	iUC		0.832	0.792	0.751	0.678	0.752	
Rel. calor-electricidad	Q/E	$kW_t/kW_e$	2.07	1.60	1.67	1.73	1.73	
Índice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	1.02	1.21	1.40	1.79	1.41	
Índice de comb. ahorrado	ICA	$kW_t$	12423	10242	7982	4254	8095	
Fracción Ahorro de Comb	FAC		0.343	0.329	0.303	0.221	0.297	

TABLA 3.10. Comportamiento de alternativa 2 en condiciones actuales sin post-combustión y con excedentes eléctricos.

ESCENARIO FUTURO				
CONDICION			MAX.	PROM.
Demanda Eléctrica	$P_{er}$	$kW_e$	8400	6684
Demanda Térmica	$P_t$	$kW_t$	17279	13947
Duración				1.00
<b>TURBINA DE GAS</b>				
Temp. de combustión	$T_3$	K	1369	1330
Trabajo neto	$W_n$	$kW-s/kg$	233.82	214.34
Pot. mecánica producida	$P_m$	$kW$	8804	6237
Pot. eléctrica producida	$P_e$	$kW_e$	5468	5929
Pot. eléctrica externa	$P_{ext}$	$kW_e$	1932	755
Temp. salida compresor	$T_2$	K	707	707
Temp. salida turbina	$T_4$	K	747	728
Calor suministrado	$Q_s$	$kW-s/kg$	735.41	692.07
Eficiencia térmica	$\eta_T$		0.318	0.310
Calor suministrado total	$Q_{st}$	$kW_t$	21400	20138
Flujo de combustible (G.N.)	$v_c$	$Nm^3/s$	0.604	0.569
	$m_c$	$kg/s$	0.490	0.461
Flujo de gases	$m_g$	$kg/s$	29.590	29.561
<b>REC. DE CALOR</b>				
Flujo de vapor requerido	$m_{vT}$	$kg/s$	7.40	5.97
Temp. gases a evap.	$T_{g1}$	$^{\circ}C$	474	453
Temp. gases a econ.	$T_{g2}$	$^{\circ}C$	194	194
Flujo de vapor s/post-c.	$m_v$	$kg/s$	4.53	4.18
Temp. gases a evap. req.	$T_{g1'}$	$^{\circ}C$	652	564
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$	$kW_t$	5854	3856
Flujo comb. a post-c. (G.N.)	$v_{cpc}$	$Nm^3/s$	0.165	0.103
	$m_{cpc}$	$kg/s$	0.134	0.084
Flujo total de gases	$m_{g'}$	$kg/s$	29.723	29.644
Flujo de agua de alim.	$m_{ga}$	$kg/s$	7.40	5.97
Temp. gases de salida	$T_{g3}$	$^{\circ}C$	122	138
Flujo total combustible (G.N.)	$m_{ct}$	$Nm^3/s$	0.770	0.672
		$Nm^3/hr$	2771	2419
<b>INDICES ENERGETICOS</b>				
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	22284	17967
Calor prod. elect. conv.	$Q_{te}$	$kW_t$	19015	17430
Calor de combustible	$Q_c$	$kW_t$	27254	23795
Índice Utilización Comb.	IUC		0.671	0.835
Rel. calor-electricidad	Q/E	$kW_t/kW_e$	2.67	2.35
Índice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	0.77	0.98
Índice de comb. ahorrado	ICA	$kW_t$	14045	11622
Fración Ahorro de Comb.	FAC		0.340	0.328

TABLA 3.11. Comportamiento de alternativa 2 en condiciones futuras.

Por último y con base en lo anterior, el recuperador de calor debe tener las siguientes características:

Recuperador de calor

Circulación natural	
Un nivel de presión	
Economizador y evaporizador	
Producción de vapor máxima	26.64 Ton/hr
Presión de operación del vapor	9.8 bar
Temperatura de operación	179°C
Temperatura óptima económica	15°C
Flujo de gases	29.723 kg/s
Post-combustión máxima	5 854 kWt
	594 Nm <sup>3</sup> /hr gas natural

3.3.3. ALTERNATIVA 3. TURBINAS DE GAS PARA CUBRIR CONDICIONES FUTURAS.

Se plantea en esta alternativa, instalar dos turbinas de gas gemelas en dos etapas. La primera etapa consiste en instalar una turbina de gas con el recuperador de calor con post-combustión para capacidad futura máxima, que acepte la entrada de las dos turbinas proyectadas, operando en condiciones actuales para cubrir parte de la demanda eléctrica y la demanda térmica con post-combustión. Al instalar la maquina de papel tissue se libera la segunda etapa, instalando la segunda turbina de gas, con lo que cubrirían la demanda eléctrica futura por completo y la demanda térmica con poca o sin post-combustión. El diagrama de los elementos de este sistema se muestra en figura 3.4.

Para cubrir la demanda eléctrica futura máxima, se necesitan dos turbinas de la siguiente potencia ISO:

Potencia eléctrica de diseño total	$P_{etm} = 8\ 400\ \text{kWe}$
Pot. eléctrica de diseño por turbina	$P_{em} = 4\ 200\ \text{kWe}$
Factores de corrección	$FC_a = 0.80$
	$FC_t = 0.97$
	$FC_c = 0.92$
Eficiencia del generador	$\eta_g = 0.985$
Eficiencia del reductor	$\eta_r = 0.965$

$$P_{\text{e ISO}} = \frac{P_{\text{em}}}{FC_a FC_t FC_c} = \frac{4\,200}{(0.80)(0.97)(0.92)} = 5\,883 \text{ kW}_e \text{ ISO}$$

$$P_{\text{m ISO}} = \frac{P_{\text{e ISO}}}{\eta_g \eta_r} = \frac{5\,883}{(0.985)(0.965)} = 6\,189 \text{ kW}_m \text{ ISO}$$

Donde,

$P_{\text{e ISO}}$ : potencia eléctrica ISO máxima

$P_{\text{m ISO}}$ : potencia mecánica ISO máxima

Se seleccionan dos turbinas de las siguientes características (Ref. 3):

Potencia mecánica ISO base	6 514 kW
Flujo de aire ISO	27.8 kg/s
Relación de compresión	12.2
Temperatura de comb. base	1 025°C (1 298 K)
Temp. de aire salida del comp.	360°C (633 K)
Temp. de gases salida de la turb.	468°C (741 K)
Relación de calor ISO	11 367 kJ/kW-h
Efic. térmica del ciclo sencillo	32%
Calor aprovechable gases salida	11 398 kWt

A partir de la turbina de la alternativa 2, se considera que la potencia máxima que puede desarrollar una turbina de gas es de aproximadamente el 8% mayor a la potencia base, por lo que la potencia mecánica ISO máxima de las turbinas de esta alternativa se considera de 7 030 kW.



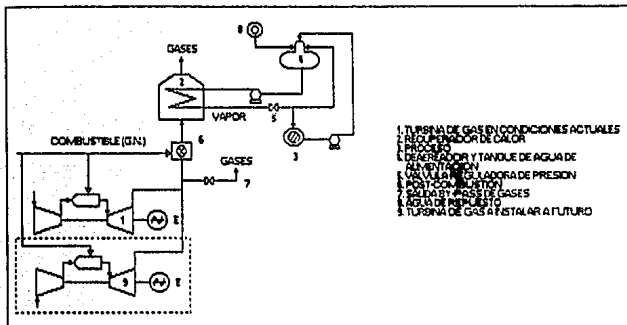


FIGURA 3.4. Diagrama alternativa 3. Turbinas de gas con recuperador de calor con post-combustión.

Con las condiciones ISO de la tabla 3.3 y los cálculos de la tabla 3.4, se modelaron las turbinas seleccionadas.

CONDICION		BASE	MAXIMA
Potencia mecánica generada		kW	6514 7030
<b>TURBINA DE GAS</b>			
Eficiencia compresor	$\eta_c$	0.88	0.88
Eficiencia turbina	$\eta_t$	0.84	0.84
Temperatura de combustión	$T_3$	K	1286 1337
Trabajo neto	$W_n$	kW-s/kg	234.33 252.88
Potencia mecánica producida	$P_m$	kW	6514 7030
Potencia eléctrica producida	$P_e$	kW <sub>e</sub>	6192 6682
Temp. salida compresor	$T_2$	K	629 629
Temp. salida turbina	$T_4$	K	744 766
Calor suministrado	$Q_s$	kW-s/kg	743.05 786.88
Eficiencia térmica	$\eta_T$		0.315 0.321
Relación de calor	HR	kJ/kW-h	11415 11203
Calor suministrado total	$Q_{st}$	kW <sub>t</sub>	20657 21875
Flujo de combustible	$v_c$	Nm <sup>3</sup> /s	0.583 0.618
	$m_c$	kg/s	0.473 0.500
Flujo de gases	$m_g$	kg/s	28.273 28.300
<b>COGENERACION</b>			
Calor aprov. gases salida	$Q_{gs}$	kW <sub>t</sub>	11747 12462

TABLA 3.12. Comportamiento ISO turbinas de gas alternativa 3.

Los resultados más significativos son:

Eficiencia del compresor  
Eficiencia de la turbina  
Temperatura de comb. máxima

$n_c = 0.88$   
 $n_t = 0.84$   
 $T_{3m} = 1\ 337\ K$

Para calcular el comportamiento de las turbinas a condiciones del sitio y con el recuperador de calor, se utilizan los datos de la tabla 3.5 y el procedimiento de la tabla 3.6.

Para las condiciones actuales se tienen demandas mayores a las proporcionadas por el sistema, debido a que éste opera con una sola turbina, por lo que es necesario consumir energía eléctrica externa y utilizar post-combustión, tabla 3.13.

A condiciones futuras al operar las dos turbinas se cubre la demanda eléctrica y es necesario utilizar post-combustión en el recuperador, tabla 3.14. Además, al entrar en mantenimiento alguna turbina, la que queda trabajando eleva su carga base total y con el recuperador de calor sólo se produce una parte del vapor requerido, la otra parte de vapor la suple las calderas que se encuentran en planta, por lo que en esta situación también se consume combustible.

Si se eleva la carga de las turbinas en operación normal, se reduce la post-combustión y se originan excedentes eléctricos, tabla 3.15.

Los escenarios de operación en esta alternativa también se derivan en dos: Alternativa 3, operación sin excedentes eléctricos; y Alternativa 3', operación con excedentes eléctricos.

De lo anterior el recuperador de calor deberá tener las siguientes características:

#### Recuperador de calor

Circulación natural

Un nivel de presión

Economizador y evaporizador

Producción de vapor máxima 26.64 Ton/hr

Presión de operación del vapor 9.8 bar

Temperatura de operación 179°C

Temperatura óptima económica 15°C

Flujo de gases 44.092 kg/s

Post-combustión máxima 4 239 kW<sub>t</sub>

432 Nm<sup>3</sup>/hr gas natural

ESCENARIO ACTUAL							
CONDICION			MAX.	1A	2A	3A	PROM.
Demanda Eléctrica	$P_{er}$ kW <sub>e</sub>		8800	5371	4597	3487	4668
Demanda Térmica	$P_t$ kW <sub>t</sub>		13394	10643	8638	6430	8951
Duración				0.3704	0.4352	0.1944	
<b>TURBINA DE GAS</b>							
Temp. de combustión	$T_3$ K		1337	1298	1298	1202	
Trabajo neto	$W_n$ kW-s/kg		232.82	214.49	214.49	170.06	
Pot. mecánica producida	$P_m$ kW		5018	4627	4627	3869	
Pot. eléctrica producida	$P_e$ kW <sub>e</sub>		4770	4308	4398	3457	4221
Pot. eléctrica externa	$P_{ex}$ kW <sub>e</sub>		2030	973	199	0	447
Temp. salida compresor	$T_2$ K		651	651	651	651	
Temp. salida turbina	$T_4$ K		772	750	750	694	
Calor suministrado	$Q_s$ kW-s/kg		761.79	718.48	718.48	612.23	
Eficiencia térmica	$\eta_t$		0.305	0.299	0.299	0.278	
Calor suministrado total	$Q_{st}$ kW <sub>t</sub>		16434	15499	15499	13208	
Flujo de combustible (G.N.)	$v_c$ Nm <sup>3</sup> /s		0.464	0.438	0.438	0.373	
	$m_c$ kg/s		0.376	0.355	0.355	0.302	
Flujo de gases	$m_g$ kg/s		21.949	21.927	21.927	21.875	
<b>REC. DE CALOR</b>							
Flujo de vapor requerido	$m_{vr}$ kg/s		5.74	4.56	3.70	2.75	
Temp. gases a evap.	$T_{g1}$ °C		499	477	477	421	
Temp. gases a econ.	$T_{g2}$ °C		194	194	194	194	
Flujo de vapor s/post-c.	$m_v$ kg/s		3.65	3.38	3.38	2.71	
Temp. gases a evap. req.	$T_{g1'}$ °C		673	575	503	425	
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$ kW <sub>t</sub>		4239	2396	646	80	
Flujo comb. a post-c. (G.N.)	$v_{cpc}$ Nm <sup>3</sup> /s		0.120	0.088	0.018	0.002	
	$m_{cpc}$ kg/s		0.097	0.055	0.015	0.002	
Flujo total de gases	$m_g'$ kg/s		22.046	21.982	21.942	21.877	
Flujo de agua de alim.	$m_{aa}$ kg/s		5.74	4.56	3.70	2.75	
Temp. gases de salida	$T_{g3}$ °C		119	134	145	157	
Flujo total combustible (G.N.)	$m_{ct}$ Nm <sup>3</sup> /s		0.584	0.505	0.456	0.375	
			2102	1819	1641	1351	1651
<b>INDICES ENERGETICOS</b>							
Calor útil	$Q_u$ kW <sub>t</sub>		17274	13726	11137	8292	
Calor prod. elect. conv.	$Q_{te}$ kW <sub>t</sub>		14024	12931	12931	10253	
Calor de combustible	$Q_c$ kW <sub>t</sub>		20673	17895	16145	13268	
Índice Utilización Comb.	IUC		0.879	0.841	0.807	0.748	0.808
Rel. calor-electricidad	Q/E	kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>	2.81	2.42	1.96	1.84	2.11
Índice de calor neto	ICN	kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>	0.71	0.95	1.14	1.43	1.13
Índice de comb. ahorrado	ICA	kW <sub>t</sub>	10624	8761	7923	5257	7715
Fración Ahorro de Comb.	FAC		0.339	0.329	0.329	0.283	0.320

TABLA 3.13. Comportamiento de alternativa 3 en condiciones actuales.

ESCENARIO FUTURO						
CONDICION			MAX.	NORMAL	MTTO	PROM.
Demanda Eléctrica	$P_{er}$	$kW_e$	8400	6884	6884	6884
Demanda Térmica	$P_t$	$kW_t$	17279	13947	13947	13947
Duración				0.80	0.20	
<b>TURBINA DE GAS</b>						
Temp. de combustión	$T_3$	K	1277	1187	1298	
Trabajo neto	$W_n$	$kW\text{-s/kg}$	204.83	182.98	214.49	
Pot. mecánica producida	$P_m$	$kW$	8837	7032	4827	
<b>Pot. eléctrica producida</b>	$P_e$	<b><math>kW_e</math></b>	<b>8400</b>	<b>6884</b>	<b>4398</b>	<b>6227</b>
<b>Pot. eléctrica externa</b>	$P_{esx}$	<b><math>kW_e</math></b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>2286</b>	<b>457</b>
Temp. salida compresor	$T_2$	K	851	851	651	
Temp. salida turbina	$T_4$	K	738	688	750	
Calor suministrado	$Q_s$	$kW\text{-s/kg}$	695.35	595.29	718.48	
Eficiencia térmica	$\eta_{tr}$		0.295	0.274	0.299	
Calor suministrado total	$Q_{st}$	$kW_t$	30001	25684	15499	
Flujo de combustible (G.N.)	$v_c$	$Nm^3/s$	<b>0.847</b>	<b>0.725</b>	<b>0.438</b>	
	$m_c$	$kg/s$	0.888	0.588	0.355	
Flujo de gases	$m_g$	$kg/s$	43.832	43.733	21.927	
<b>REC. DE CALOR</b>						
Flujo de vapor requerido	$m_{vr}$	$kg/s$	7.40	5.97	5.97	
Temp. gases a evap.	$T_{g1}$	$^{\circ}C$	465	413	477	
Temp. gases a econ.	$T_{g2}$	$^{\circ}C$	194	194	194	
Flujo de vapor s/post-c.	$m_v$	$kg/s$	6.47	5.22	3.38	
Temp. gases a evap. req.	$T_{g1'}$	$^{\circ}C$	503	444	477	
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$	$kW_t$	1890	1541	0	
Flujo comb. a post-c. (G.N.)	$v_{epc}$	$Nm^3/s$	<b>0.053</b>	<b>0.044</b>	<b>0.000</b>	
	$m_{epc}$	$kg/s$	0.043	0.035	0.000	
Flujo total de gases	$m_g'$	$kg/s$	43.875	43.768	21.927	
Flujo de agua de alim.	$m_{aa}$	$kg/s$	7.40	5.97	3.38	
Temp. gases de salida	$T_{g3}$	$^{\circ}C$	151	159	149	
Flujo total combustible (G.N.)	$m_{ct}$	$Nm^3/s$	0.901	0.769	0.438	
		$Nm^3/hr$	<b>3242</b>	<b>2768</b>	<b>1676</b>	<b>2529</b>
<b>INDICES ENERGETICOS</b>						
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	22284	17987	10182	
Calor prod. elect. conv.	$Q_{te}$	$kW_t$	24898	19851	12931	
Calor de combustible	$Q_c$	$kW_t$	31891	27225	15499	
Indice Utilización Comb.	IUC		0.805	0.758	0.793	0.765
Rel. calor-electricidad	$Q/E$	$kW_t/kW_e$	2.08	2.09	1.80	2.03
Indice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	1.14	1.38	1.21	1.35
Indice de comb. ahorrado	ICA	$kW_t$	15089	10412	7814	9853
<b>Fracción Ahorro de Comb.</b>	<b>FAC</b>		<b>0.321</b>	<b>0.377</b>	<b>0.329</b>	<b>0.287</b>
<b>CALDERA</b>						
Flujo de vapor caldera	$m_{vc}$	$kg/s$	0	0	2.59	
Flujo de combustibleo	$m_{cc}$	$lt/hr$	0	0	681	132

TABLA 3.14. Comportamiento de alternativa 3 en condiciones futuras con post-combustión.

ESCENARIO FUTURO							
CONDICION			MAX.	NORMAL	MTTO	PROM.	
Demanda Eléctrica	$P_{ef}$	$kW_e$	8400	6684	6684	6684	
Demanda Térmica	$P_t$	$kW_t$	17279	13947	13947	13947	
Duración				0.80	0.20		
<b>TURBINA DE GAS</b>							
Temp. de combustión	$T_3$	K	1337	1241	1298		
Trabajo neto	$W_n$	$kW\text{-s/kg}$	232.82	188.22	214.49		
Pot. mecánica producida	$P_m$	$kW$	10036	8121	4627		
Pot. eléctrica producida	$P_e$	$kW_e$	8400	7719	4398	7066	
Pot. eléctrica externa	$P_{ext}$	$kW_e$	-1140	-1035	2286	-371	
Temp. salida compresor	$T_2$	K	651	651	651		
Temp. salida turbina	$T_4$	K	772	717	750		
Calor suministrado	$Q_s$	$kW\text{-s/kg}$	781.79	655.65	718.46		
Eficiencia térmica	$\eta_T$		0.305	0.287	0.299		
Calor suministrado total	$Q_{st}$	$kW_t$	32888	28288	15499		
Flujo de combustible (G.N.)	$v_c$	$Nm^3/s$	0.928	0.799	0.438		
	$m_c$	$kg/s$	0.752	0.647	0.355		
Flujo de gases	$m_g$	$kg/s$	43.897	43.793	21.927		
<b>REC. DE CALOR</b>							
Flujo de vapor requerido	$m_{vr}$	$kg/s$	7.40	5.97	5.97		
Temp. gases a evap.	$T_{q1}$	$^{\circ}C$	499	444	477		
Temp. gases a econ.	$T_{q2}$	$^{\circ}C$	194	194	194		
Flujo de vapor s/post-c.	$m_v$	$kg/s$	7.31	5.97	3.38		
Temp. gases a evap. req.	$T_{q1'}$	$^{\circ}C$	503	444	477		
Calor en post-combustión	$Q_{pc}$	$kW_t$	186	0	0		
Flujo comb. a post-c. (G.N.)	$v_{cpc}$	$Nm^3/s$	0.005	0.000	0.000		
	$m_{cpc}$	$kg/s$	0.004	0.000	0.000		
Flujo total de gases	$m_g'$	$kg/s$	43.902	43.793	21.927		
Flujo de agua de alim.	$m_{aa}$	$kg/s$	7.40	5.97	5.97		
Temp. gases de salida	$T_{q3}$	$^{\circ}C$	145	154	115		
Flujo total combustible (G.N.)	$m_{ct}$	$Nm^3/s$	0.933	0.799	0.438		
		$Nm^3/hr$	3360	2876	1576	2616	
<b>INDICES ENERGETICOS</b>							
Calor útil	$Q_u$	$kW_t$	22284	17987	10182		
Calor prod. elect. conv.	$Q_{te}$	$kW_t$	28047	22894	12931		
Calor de combustible	$Q_c$	$kW_t$	33054	28268	15499		
Índice Utilización Comb.	IUC		0.811	0.766	0.793	0.771	
Rel. calor-electricidad	Q/E	$kW_t/kW_e$	1.81	1.81	1.80	1.80	
Índice de calor neto	ICN	$kW_t/kW_e$	1.13	1.33	1.21	1.31	
Índice de comb. ahorrado	ICA	$kW_t$	17277	12393	7614	11437	
Fración Ahorro de Comb.	FAC		0.343	0.306	0.329	0.310	
<b>CALDERA</b>							
Flujo de vapor caldera	$m_{vcl}$	$kg/s$	0	0	2.59		
Flujo de combustible	$m_{ccl}$	$l/l/hr$	0	0	661	132	

TABLA 3.15. Comportamiento de alternativa 3 en condiciones futuras sin post-combustión y con excedentes eléctricos.

### 3.3.4. RESUMEN DE ALTERNATIVAS.

Con los porcentajes de duración de cada condición se obtiene el promedio de generación y consumo externo de energía eléctrica, así como el consumo de combustibles y sus índices energéticos para todas las alternativas, mostrados en la tabla 3.16.

ESCENARIO			ACTUAL		FUTURO	
Alternativa	CONDICION		MAX.	PROM.	MAX.	PROM.
1. Turbina de vapor de contrapresión con caldera de alta presión	$P_e$	$kW_e$	1767	1181	2279	1840
	$m_c$	lt/hr	1532	1024	1977	1586
	Q/E	$kW_f/kW_e$	7.58	7.58	7.58	7.58
	ICN	$kW_f/kW_e$	0.48	0.48	0.48	0.48
	FAC		0.195	0.195	0.195	0.195
2. Turbina de gas para condiciones actuales con post-combustión sin excedentes eléctricos	$P_e$	$kW_e$	6468	4668	6468	5929
	$m_{ct}$	$Nm^3/hr$	2428	1844	2771	2419
	Q/E	$kW_f/kW_e$	2.07	1.91	2.67	2.35
	ICN	$kW_f/kW_e$	1.02	1.44	0.77	0.98
	FAC		0.342	0.278	0.340	0.328
2'. Turbina de gas para condiciones actuales con excedentes eléctricos	$P_e$	$kW_e$	6468	5174	6468	5929
	$m_{ct}$	$Nm^3/hr$	2428	1897	2771	2419
	Q/E	$kW_f/kW_e$	2.07	1.73	2.67	2.35
	ICN	$kW_f/kW_e$	1.02	1.41	0.77	0.98
	FAC		0.342	0.297	0.340	0.328
3. Turbinas de gas para condiciones futuras con post-combustión sin excedentes eléctricos	$P_e$	$kW_e$	4770	4221	8400	6227
	$m_{ct}$	$Nm^3/hr$	2102	1651	3242	2529
	Q/E	$kW_f/kW_e$	2.81	2.11	2.06	2.03
	ICN	$kW_f/kW_e$	0.71	1.13	1.14	1.35
	FAC		0.339	0.32	0.321	0.287
	$m_{cc}$	lt/hr	-	-	0	132
3'. Turbinas de gas para condiciones futuras con excedentes eléctricos	$P_e$	$kW_e$	4770	4221	9540	7055
	$m_{ct}$	$Nm^3/hr$	2102	1651	3380	2618
	Q/E	$kW_f/kW_e$	2.81	2.11	1.81	1.8
	ICN	$kW_f/kW_e$	0.71	1.13	1.13	1.31
	FAC		0.339	0.320	0.343	0.310
	$m_{cc}$	lt/hr	-	-	0	132

TABLA 3.16. Comportamiento promedio de alternativas.

De los resultados anteriores la FAC de las diferentes alternativas se observa que los sistemas de cogeneración tienen una efectividad en orden descendente como sigue:

	FAC (Esc. Actual)	FAC (Esc. Futuro)
Alternativa 2'	0.297	0.328
Alternativa 2	0.276	0.328
Alternativa 3'	0.320	0.310
Alternativa 3	0.320	0.287
Alternativa 1	0.195	0.195

Se le da mayor peso a la fracción de ahorro de combustible estimada para los escenarios futuros, ya que con ellos se preve que los sistemas trabajen la mayor parte de su vida (el 84%).

De ésto se deduce que todos los sistemas aportan beneficios y técnicamente son posibles (no existen problemas de espacio en la planta y los equipos son comercialmente fabricables).

#### 3.4. PRODUCCION Y CONSUMOS ENERGETICOS DE ALTERNATIVAS.

Como se mencionó (capítulo 2, inciso 2.3) la planta opera 8280 horas al año aproximadamente, con un factor de planta del 94.5%, para las que no todo el tiempo operarán los sistemas de cogeneración propuestos, debido a paros forzados y programados, siendo su disponibilidad del 91.2% para turbinas de vapor con caldera y del 90% para turbinas de gas con recuperador de calor (tabla 1.2). Por lo tanto el tiempo efectivo de operación de cada sistema se calcula de 7551 horas y 7452 horas al año para las turbinas de vapor y de gas respectivamente (factores de planta de los sistemas de 88.1% y 85.1%).

Se considera que la alternativa 1 operará 7551 horas al año, la alternativa 2, 7452 horas al año y la alternativa 3, en su escenario actual con una turbina, 7452 horas al año, y en el escenario futuro, 5796 horas con dos turbinas y 1658 horas con una sola turbina, tomando como base que el mantenimiento se hará de forma alternada, figura 3.5.

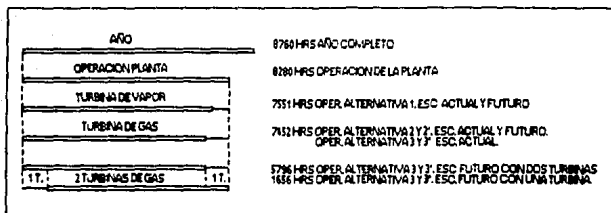


FIGURA 3.5. Tiempo de operación de las alternativas.

La producción y consumos de energía de cada alternativa se da en la tabla 3.17, calculados con sus promedios (tabla 3.16) y tiempos de operación.

		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 2'	
Disponibilidad		91.2%		90.0%		90.0%	
Escenario		ACTUAL	FUTURO	ACTUAL	FUTURO	ACTUAL	FUTURO
Operación	hrs	7,551	7,551	7,452	7,452	7,452	7,452
	meses	10	10	10	10	10	10
Ahorro Consumo	kW <sub>prom</sub>	1,181	1,840	4,868	5,929	4,868	5,929
Eléctrico	kW-h/año	8,917,731	13,893,840	34,785,938	44,182,908	34,785,938	44,182,908
Ahorro Dem.	kW <sub>máx</sub>	1,767	2,279	6,468	6,468	6,468	6,468
Eléctrica	kW/año	17,870	22,780	64,680	64,680	64,680	64,680
Excedente	kW <sub>prom</sub>	0	0	0	0	506	0
Eléctrico	kW-h/año	0	0	0	0	3,770,712	0
Combustible	Nm <sup>3</sup> /h (1)	0	0	1,844	2,419	1,897	2,419
	lts/tr (2)	1,024	1,598	0	0	0	0
	Nm <sup>3</sup> /año	0	0	13,741,488	18,026,388	14,136,444	18,026,388
	lts/año	7,732,224	12,051,398	0	0	0	0

- (1) Gas natural  
(2) Combustóleo

TABLA 3.17 Producción y consumos energéticos anuales de las alternativas propuestas.



Disponibilidad		Alternativa 3		Alternativa 3'	
		90.0%		90.0%	
Escenario		ACTUAL	FUTURO	ACTUAL	FUTURO
Operación	hrs <sub>n</sub>	7,452	5,798	7,452	5,798
	hrs <sub>m</sub>	0	1,656	0	1,656
	meses <sub>n</sub>	10	8	10	8
	meses <sub>m</sub>	0	2	0	2
Ahorro Consumo Eléctrico	kW <sub>prom,n</sub>	4,221	6,684	4,221	6,684
	kW <sub>prom,m</sub>	0	4,398	0	4,398
	kW-h/año	31,454,892	46,023,552	31,454,892	46,023,552
Ahorro Dem. Eléctrica	kW <sub>máx,n</sub>	4,770	8,400	4,770	8,400
	kW <sub>máx,m</sub>	0	4,770	0	4,770
	kW/año	47,700	76,740	47,700	76,740
Excedente Eléctrico	kW <sub>prom</sub>	0	0	0	1,035
	kW-h/año	0	0	0	5,998,860
Combustible	Nm <sup>3</sup> <sub>n</sub> /h (1)	1,651	2,768	1,651	2,878
	Nm <sup>3</sup> <sub>m</sub> /h (1)	0	1,578	0	1,578
	lts/hr (2)	0	661	0	661
	Nm <sup>3</sup> /año	12,303,252	18,653,184	12,303,252	19,279,182
	lts/año	0	1,094,616	0	1,094,616

n. Denota operación normal durante el año (con las dos turbinas)

m. Denota operación en mantenimiento de una de las turbinas

(1) Gas natural

(2) Combustóleo

TABLA 3.17 (Cont.). Producción y consumos energéticos anuales de las alternativas propuestas.

Estos beneficios y consumos energéticos de las alternativas son las bases para el análisis económico (capítulo siguiente), en donde se refleja si los ahorros económicos aportados por los sistemas son lo suficientemente altos con respecto a los gastos por inversión, mantenimiento y operación para que sean rentables.

**Referencias:**

1. Ing. Rogelio Ruiz Esparza G. Coordinador de Herramientas y Capacitación. Fondo para el Ahorro de Energía (FONAE)
2. ABB STAL Gas Turbine Division; "MARS. The Industrial Gas Turbine for Power and Heat Production"; Información general y especificaciones; 371 E01.92-3000, 782E01.82-3000; ABB STAL Suecia, Inglaterra.
3. European Gas Turbines, Inc.; "Gas Turbines - Ruston Tornado"; Houston, USA.

## CAPITULO 4

### ANALISIS ECONOMICO DE LAS ALTERNATIVAS

Al enfrentarse a la solución de un problema pueden generarse varias alternativas, como se vio en el capítulo anterior, que necesitan ser evaluadas sobre bases iguales para comparartas y de ahí seleccionar la mejor opción; económicamente esta última se define como aquella alternativa que produce el mayor rendimiento en cantidad sobre la inversión.

Este proceso se denomina toma de decisiones, y sus bases son las diferentes herramientas o indicadores económicos que cuantifican de manera objetiva los resultados que se esperan obtener. Cabe hacer notar que también es necesario determinar aquellos factores no cuantificables pero que pueden afectar de manera significativa la rentabilidad del proyecto para que en caso de que existan, se consideren y especifiquen su viabilidad. "No bastan sólo los puros números".

#### 4.1. INDICES ECONOMICOS

##### 4.1.1. PERIODO DE RECUPERACION

Este índice sólo define el tiempo en que tarda un inversionista para recuperar, mediante los ingresos que produce el proyecto, la cantidad invertida inicialmente, sin considerar el valor del dinero en el tiempo. El criterio de aceptación del proyecto lo establece el inversionista definiendo el periodo máximo en que debe recuperarse la inversión, siendo este criterio puramente subjetivo.

$$PR = \frac{S_0}{S_t} \quad (4.1)$$

En donde,

PR. periodo de recuperación (años)

$S_0$ . inversión inicial (N\$)

$S_t$ . flujo de efectivo o beneficio anual (N\$/año)

Es una medida de LIQUIDEZ y no de rentabilidad, ya que el objetivo principal de un proyecto no

debe ser recuperar el desembolso en el menor tiempo sino obtener la mayor rentabilidad que produzca en su vida útil, este índice se considera sólo como un indicador.

#### 4.1.2. VALOR PRESENTE NETO.

Este método consiste en transformar a valor presente, vía una tasa de actualización, todos los componentes del flujo de fondos de un proyecto, ver figura 4.1.

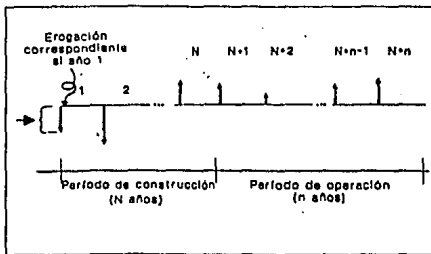


FIGURA 4.1. Flujo de efectivo de una serie de Ingresos y de la inversión.

Como normalmente la inversión total ( $S_0$ ) se realiza en el tiempo cero, el valor presente neto es la diferencia entre dicha inversión y el flujo futuro de fondos actualizado. Representa, en valor presente, la magnitud absoluta en que los ingresos equivalentes de un flujo de caja superan o son superados por los egresos equivalentes de dicho flujo. Cuando el valor presente sea de signo positivo se recomienda llevar a cabo el proyecto.

La fórmula para su evaluación es la siguiente:

$$VPN = S_0 + \sum_{t=1}^n \frac{S_t}{(1+i)^t} \quad (4.2)$$

Donde

VPN. valor presente neto (N\$)

$S_0$ . inversión inicial (N\$)

n. número de periodos de vida del proyecto

t. periodo de vida del proyecto (años)

$S_t$ . flujo de efectivo neto del periodo t (NS)

i. tasa de actualización igual a TREMA (en decimales)

Con este método se considera el valor del dinero a través del tiempo, cabe hacer notar que la tasa de descuento o actualización (i) apropiada debe determinarse externamente al proyecto, tomando como referencia el uso alternativo que se le puede dar al dinero. Es común utilizar indebidamente como tasa de descuento el costo de capital (costo promedio ponderado de las diversas fuentes a que se recurre para financiar el proyecto), en lugar de un valor mayor que tome en cuenta factores como: (1) el riesgo que representa un determinado proyecto, (2) la disponibilidad de dinero de la empresa, (3) el costo de oportunidad para el inversionista, y (4) la tasa de inflación prevaeciente en la economía nacional. A esta tasa se le denomina como Tasa de Recuperación Mínima Atractiva (TREMA), que para proyectos de ahorro de energía se le exige un valor año, que en el caso de análisis es del 33%<sup>1</sup>.

El valor presente neto tiene la ventaja de ser siempre único, para un valor dado de "i", independientemente del comportamiento que sigan los flujos de efectivo que genere el proyecto.

Para proyectos típicos, que son aquellos en los que se requiere de una inversión inicial y generan ingresos en lo sucesivo, el valor presente para diferentes valores de "i" se comporta como se muestra en la figura 4.2, aunque para otro tipo de flujos cabe la posibilidad de tener comportamientos diferentes.

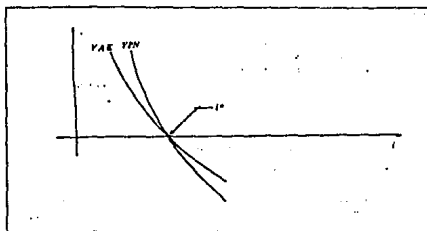


FIGURA 4.2. Comportamiento del VPN y VAE en función de la tasa de interés.

<sup>1</sup> Las empresas que invierten en proyectos que no incrementan la productividad de la planta por lo general exigen tasas de interés altas del 30 al 35%. Ing. Luis Fernández González. Jefe de Sección de Maestría de Ingeniería Energética. DEPEI. UNAM.

### 4.1.3. VALOR ANUAL EQUIVALENTE

Con este índice se transforman a anualidades equivalentes todos los ingresos y gastos, incluyendo la inversión inicial, que ocurren durante la vida económica de un proyecto. Si esta anualidad es positiva significa que los beneficios son mayores que los costos y por lo tanto el proyecto analizado deberá ser aceptado.

En este análisis se parte de una cantidad en el presente, del valor presente neto obtenido del inciso anterior, para relacionar con una serie uniforme de flujos de efectivo, por medio de la ecuación:

$$VAE = VPN \left[ \frac{i (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (4.3)$$

Donde

VAE. valor anual equivalente (Ns)

VPN. valor presente neto (Ns)

n. número de periodos de vida del proyecto

i. tasa de actualización igual a TREMA (en decimales)

El comportamiento del VAE en función de la tasa de interés se muestra en la figura 4.2.

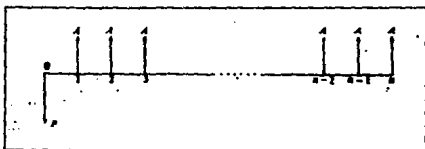


FIGURA 4.3. Diagrama de flujo que relaciona una cantidad presente con una serie uniforme de flujos de efectivo.

### 4.1.4. RELACION BENEFICIO-COSTO.

Este índice denota la proporción en que los beneficios totales por la realización de un proyecto se darán con respecto a su inversión neta, esto es sin incluir los intereses del préstamo conseguido para su construcción ( $i_c$ , ver inciso 4.3.1, pág. 102).

$$RBC = \frac{I_1 + VPN}{I_1} \quad (4.4)$$

Donde

RBC. relación beneficio-costo

$I_1$ . inversión inicial (N\$)

VPN. valor presente neto (N\$)

La inversión se considera un beneficio, ya que se convierte en un bien adquirido para la empresa.

#### 4.1.5. TASA INTERNA DE RENDIMIENTO.

La tasa interna de rendimiento, o tasa interna de retorno, (TIR) es un índice de rentabilidad, se define como la tasa de interés que reduce a cero el valor presente, así como también el valor anual equivalente, de una serie de ingresos y egresos. En la figura 4.2 se observa el valor  $i^*$ .

En términos económicos la TIR representa el porcentaje o la tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de tal modo que el saldo final de la vida propuesta es cero. El saldo no recuperado de la inversión en cualquier punto del tiempo de vida de un proyecto es la fracción de la inversión original que aún permanece sin recuperarse en ese momento.

Si se tiene un solo proyecto para evaluar la TIR, ésta se calcula de su flujo de efectivo en base al concepto de valor presente neto o valor anual equivalente, con el mismo resultado en ambos. La regla de decisión sería emprender el proyecto si  $i^*$  es mayor que TREMA (TREMA 1) y rechazarlo en caso contrario (TREMA 2), como se muestra en la figura 4.4.

Por último es evidente que la TIR no se puede calcular si se tiene un proyecto de inversión con un flujo de efectivo formado en su totalidad por costos, o bien por ingresos.

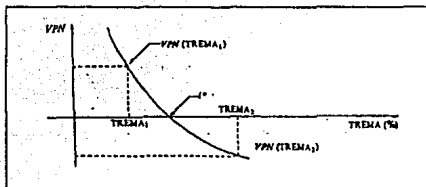


FIGURA 4.4. Valor presente neto y su relación con la TIR.

#### 4.1.6. ANALISIS INCREMENTAL

Los índices económicos se establecen para analizar uno o varios proyectos. En el caso de cogeneración las alternativas que pueden ser establecidas son mutuamente excluyentes, debido a que sólo una de éstas se realizará y las demás se dejarán.

En los casos de VPN y VAE, los proyectos se pueden analizar por separado y se escogerá aquel que tenga el mayor valor.

Otro enfoque para proyectos mutuamente excluyentes es el análisis incremental, para los métodos de VPN y VAE, el resultado será el mismo a si se realiza el análisis por separado, no siendo así para el análisis con TIR, en el que si por análisis individual se escoge el proyecto con el valor mayor de  $i^*$ , se escoge aquel proyecto en el que se maximiza la EFICIENCIA en la utilización del dinero y no aquel en el que se maximiza el VOLUMEN de utilidad, siendo este último concepto el objetivo del inversionista. Por ejemplo, si una empresa establece una TREMA del 20%, preferirá ganar N\$ 250 (25% de la inversión) al hacer una inversión de N\$1000, a ganar N\$ 10 (86% de la inversión) al hacer una inversión de N\$ 15.

El método de análisis incremental tiene por base el hecho de que cualquier incremento en el monto de inversión tiene que justificarse con un rendimiento mayor o igual al establecido; y sus pasos son los siguientes:

1. Se enlistan las alternativas por orden ascendente de los costos iniciales de inversión.
2. Se selecciona como mejor alternativa inicial aquella que requiera la menor inversión.



La mejor alternativa inicial será SIEMPRE la situación actual o "no hacer nada", y se compara contra la alternativa de menor inversión. A menudo se inicia el análisis comparando las dos primeras alternativas definidas en el paso 1, pero esto puede conducir a inversiones inadecuadas con rendimiento menor a TREMA.

3. Se compara la mejor alternativa resultante del paso 2 con la siguiente de acuerdo a la jerarquía establecida en el paso 1. Se evalúan sus índices económicos del flujo de efectivo incremental con la TREMA establecida, si VPN y VAE son mayores que cero e  $i^*$  mayor que TREMA, la alternativa retadora justifica su incremento de inversión y se convierte en la nueva mejor alternativa. Si VPN y VAE son negativos e  $i^*$  es menor que TREMA, la mejor alternativa es la defensora y la retadora se elimina de cualquier consideración posterior.

4. Se repite el paso 3 hasta terminar con todas las alternativas.

Con este procedimiento se obtiene como mejor proyecto la alternativa de mayor inversión, que producirá los mayores rendimientos en volumen económico.

## 4.2. CONSIDERACIONES.

### 4.2.1. COSTO NIVELADO DE LA INVERSIÓN.

En las alternativas en que se generan excedentes eléctricos, para determinar el costo del kWh generado, se utilizará el método del costo nivelado de la inversión (Ref. 1).

El costo nivelado es un parámetro que sintetiza la información económica disponible acerca de un proyecto. Su valor expresa el costo medio del bien o servicio producido y es particularmente útil para comparar dos o más proyectos optativos que permiten obtener un mismo producto.

El costo nivelado del kWh por concepto de inversión se define como el valor que al multiplicarse por el valor presente de generación de la planta, considerando su vida útil, iguala al valor presente de los costos incurridos en la construcción de la planta generadora en cuestión.

Su cálculo se determina por la siguiente ecuación:

$$E_{ci} = \frac{\sum_{t=-N}^{-1} I_t (1+i)^{-t}}{\sum_{t=0}^{n-1} G_t (1+i)^{-t}} \quad (4.5)$$

En donde

$E_{ci}$ . costo nivelado del kWh por concepto de inversión (N\$/kWh)

t. periodo de vida o construcción (años)

$I_t$ . inversión en el año t (N\$)

$G_t$ . generación neta en año t (kWh)

N. periodo de construcción (años)

n. vida económica (años)

i. tasa de descuento (en decimales)

#### 4.2.2. INFLACION.

Para simplificar el análisis económico, éste se realiza a valores constantes, eliminando la inflación, esto quiere decir que una cantidad de flujo de efectivo que se espera que crezca al ritmo inflacionario tiene una tasa total de crecimiento igual a cero. La inflación se considera del 8% anual<sup>2</sup>, y para tasas de crecimiento por encima de este valor se consideran únicamente los puntos porcentuales que la sobrepasan, así la TREMA es del 25% sobre inflación para todo el análisis.

#### 4.2.3. IMPUESTO AL VALOR AGREGADO (IVA).

Otra simplificación, válida para el análisis económico, es eliminar el IVA en los precios de los energéticos y de las inversiones (esta consideración no es válida en análisis financieros).

#### 4.2.4. FLUJO DE EFECTIVO ANTES Y DESPUES DE IMPUESTOS.

Los ingresos y las erogaciones que se hagan durante la vida del proyecto derivan en un flujo de efectivo total, para el que es necesario considerar además los impuestos a pagar. Dando un análisis más firme y completo del rendimiento de la inversión.

<sup>2</sup> Tomando en cuenta que la tendencia inflacionaria actual se mantuviera para los próximos 25 años (la inflación interanual de Jul 93/Jul 92 fue del 9.70%, y se espera que se reduzca más para alcanzar un nivel de competitividad internacional más alto). Fuente: El Financiero, 18 de agosto de 1993.

La tasa impositiva para empresas como la analizada es de aproximadamente el 35%, y el reparto de utilidades del 10%, ambas tasas sobre el impuesto gravable, dando un 45% en total<sup>3</sup>.

Con el impuesto es necesario añadir el concepto de Depreciación, ésta es la distribución del costo de un activo en los periodos contables en que será utilizado debido al tiempo de vida del activo. La depreciación es un concepto puramente virtual para calcular impuestos, disminuyéndolos por que aparenta reducir los ingresos. El impuesto se aplica sobre el ingreso gravable, que es el flujo de efectivo total de ese año menos la depreciación correspondiente.

$$IG_t = F_t - D_t$$

$$IMP = IG_t * t_{imp} \quad (4.6)$$

Donde

$IG_t$ , ingreso gravable del año t (N\$)

$F_t$ , flujo total de efectivo del año t (N\$)

$D_t$ , depreciación del activo del año t (N\$)

$IMP$ , impuestos (N\$)

$t_{imp}$ , tasa de impuestos, que es la suma de la tasa impositiva más la tasa del reparto de utilidades (en decimales)

La depreciación se hace con base en el tipo de activo fijo adquirido. Para proyectos de cogeneración la depreciación se estima del 10% anual sin incluir intereses de construcción (Ref. 2). La cantidad a depreciar se obtiene vía una revaluación de los activos cada año, en el análisis se considera que la tasa de revaluación es idéntica a la inflacionaria, siendo la depreciación anual la décima parte de la inversión durante 10 años en moneda constante.

---

<sup>3</sup> Ing. Luis Fernández González.

### 4.3. DESEMBOLSOS Y BENEFICIOS ECONOMICOS.

#### 4.3.1 INVERSIONES

La inversión inicial total de los equipos propuestos en el capítulo 3, se hace con base en cotizaciones recientes proporcionadas por fabricantes (Westinghouse, Mitsubishi, European Turbines y Solar Turbines) para equipos de las capacidades mencionadas o cercanas, en condiciones de Libre a Bordo (LAB o FOB, de sus siglas en Inglés) en sus fábricas. Para ajustar las capacidades cercanas a las requeridas se utiliza la relación de economía de escala, que se establece por la ecuación:

$$C_b = C_a \left( \frac{V_b}{V_a} \right)^A \quad (4.6)$$

En donde

$C_i$ : inversión del equipo  $i$

$V_i$ : capacidad del equipo  $i$

$A$ : coeficiente de economía de escala

Esta relación se cumple siempre y cuando los equipos "a" y "b" sean de la misma tecnología. Dependiendo del tipo de tecnología este coeficiente "A" varía de 0.60 a 0.80, por lo general: para calderas se tiene 0.60, para turbinas de vapor de 0.75 y para recuperadores de calor 0.75<sup>4</sup>.

Los aranceles establecidos para la importación de equipos se cobran sobre el precio LAB y ascienden a<sup>4</sup>:

10% para turbinas de gas de cualquier capacidad, con o sin recuperador de calor

20% para turbinas de vapor de menos de 3 MW

20% para calderas de cualquier capacidad

Además, el cobro del agente aduanal es de 0.75% sobre el costo LAB<sup>4</sup>.

De acuerdo a la experiencia de fabricantes el costo por transporte es del 3 al 4% del precio LAB, para este concepto se tomará el 4%, y abarca el flete y el seguro (Ref. 3).

---

<sup>4</sup> Ing. Luis Fernández González.

Los costos de ingeniería, administración y control de la obra, durante la planeación y ejecución del proyecto se consideran como costos indirectos y ascienden a alrededor del 5% del precio LAB para esquemas con turbinas de gas y del 9.9% para esquemas con turbinas de vapor (Ref.4).

El desembolso para la instalación de los equipos de cada alternativa se considera del 15% del costo LAB<sup>4</sup>.

La suma de los rubros anteriores dan el costo de la inversión inicial, pero para turbinas de gas es necesario realizar otro desembolso más: actualmente la planta cuenta con tanques de almacenamiento de combustible y un tanque estacionario de gas l.p. para suministro de combustibles; aproximadamente a 10 km se encuentra el ramal de distribución de gas natural y la construcción del gasoducto de conexión para su consumo correría por cuenta de la planta.

De acuerdo con pláticas sostenidas con el Departamento de Comercialización de Gas Natural de PEMEX (Ref. 5) se prevé que el crecimiento en la demanda del energético en la zona se podrá satisfacer, por lo que el combustible está disponible. De la experiencia de PEMEX para obras de construcción de gasoductos se estima que el costo de ingeniería, diseño y supervisión, que lo llevaría a cabo el Departamento de Ingeniería de PEMEX, sería de N\$ 40 000 por kilómetro y la construcción, que se llevaría a cabo por cuenta de la planta, con un costo de N\$ 250 000 por km para terreno plano y suave y de N\$ 400 000 por km para terreno duro y suelo montañoso, siendo este último el caso de ubicación de la planta. De lo anterior, el costo total por la conexión con el gasoducto es de alrededor de N\$ 4 400 000.

El tipo de cambio que se toma es de 3.248 N\$/USD<sup>5</sup>.

En este tipo de proyectos las inversiones a realizar son altas, como se verá en los siguientes incisos, por lo que la empresa tendrá que recurrir al préstamo por fuentes externas a ella, tanto nacionales como extranjeras (tomando como intermediario a Bancomext (Ref. 6)), lo que origina un aumento en la inversión debido a los intereses generados durante la construcción, cuya tasa se considera sobre la inflación.

Un crédito en moneda nacional podrá contratarse a CPP<sup>6</sup> + 6%, más 4.5% de comisiones de

<sup>5</sup> Junio de 1993.

<sup>6</sup> Fuente: El Financiero, 18 agosto 1993.

intermediación financiera y apertura de crédito, por lo tanto la tasa nominal será de  $17.4 + 6 + 4.5 = 27.9\%$ . Un crédito en dólares podrá contratarse a  $\text{PRIME RATE}^6 + 3.5\%$ , más  $3.5\%$  de comisiones, con un total de  $6 + 3.5 + 3.5 = 13\%$  en dólares USD.

Un crédito mixto, consistente en  $34\%$  nacional y  $66\%$  extranjero arroja una tasa nominal del  $18\%$ , quedando una tasa de crédito del  $10\%$  sobre inflación.

Se preve que el  $70\%$  del préstamo se pida al inicio de la instalación y el  $30\%$  faltante al final, ocasionando intereses por un año durante la construcción únicamente el préstamo inicial.

#### 4.3.1.1 ALTERNATIVA 1. CALDERA DE ALTA PRESION Y TURBINA DE VAPOR DE 2.5 MW DE CONTRAPRESION.

Se tiene una caldera de alta presión de  $75.3 \text{ ton/hr}$  de producción de vapor a  $63 \text{ bar abs}$  y una temperatura de  $440^\circ\text{C}$ , cotizada en  $860\,000 \text{ USD}$  precio LAB (Ref. 7).

La capacidad de la caldera requerida es de  $26.6 \text{ ton/hr}$  de vapor a  $58.8 \text{ bar abs}$  y  $386^\circ\text{C}$ . Relacionando por economía de escala la producción de vapor, su costo es de:

$$C_c = 860\,000 \left( \frac{26.6}{75.3} \right)^{0.60} = 460\,600 \text{ USD LAB.}$$

Una turbina de vapor de  $5 \text{ MW}$  condensante con doble extracción se cotiza en  $2\,166\,000 \text{ USD}$  LAB (Ref. 3). Se tiene que el costo por cada extracción controlada es de  $250\,000 \text{ USD}$  (Ref. 8), considerando a la condensación como una extracción en precio, el costo aproximado para una turbina de  $5 \text{ MW}$  de contrapresión pura es de  $1\,666\,000 \text{ USD}$  LAB.

Se necesita una turbina de  $2.5 \text{ MW}$ , quedando:

$$C_{tv} = 1\,666\,000 \left( \frac{2.5}{5} \right)^{0.75} = 990\,600 \text{ USD LAB}$$

En este esquema sólo se consideran los desembolsos de la caldera y la turbina de vapor; el equipo de desmineralización de agua de repuesto y deaeración de agua de alimentación a la caldera, se consideran de la capacidad necesaria para cumplir con los requisitos de calidad y cantidad de agua.

La inversión total será de:

$$C_c = 460\ 600 \text{ USD LAB}$$

$$C_{tv} = 990\ 600 \text{ USD LAB}$$

$$\text{A. Aranceles Cald (20\%)} \quad A_c = 92\ 120 \text{ USD}$$

$$\cdot \quad \text{Tv (20\%)} \quad A_{tv} = 198\ 120 \text{ USD}$$

$$\text{B. Agente Aduanal (0.75\%)} \quad A_a = 10\ 884 \text{ USD}$$

$$\text{C. Transporte (4\%)} \quad T = 58\ 048 \text{ USD}$$

$$\text{D. Costo Indirecto (9.9\%)} \quad C_i = 143\ 669 \text{ USD}$$

$$\text{E. Instalación (15\%)} \quad I = 217\ 680 \text{ USD}$$

$$\text{Total} = 2\ 171\ 721 \text{ USD}$$

$$= 7\ 049\ 406 \text{ N\$}$$

Se espera que la máxima generación eléctrica del esquema sea de 2 279 kW, por lo tanto, esta inversión da un costo por kW instalado de 3 093.20 N\$/kW (952.93 USD/kW).

#### 4.3.1.2 ALTERNATIVA 2. TURBINA DE GAS DE 8.84 MW ISO Y RECUPERADOR DE CALOR DE 26.6 TON/HR VAPOR CON POSTCOMBUSTION.

El precio de una turbina de gas de 8.84 MW ISO con recuperador de calor de circulación natural de 16 ton/hr de producción de vapor a 9.8 bar saturado (179 °C) es de 3 500 000 USD LAB (Ref. 9). Para un recuperador de las mismas características se tiene un precio de 450 000 USD (Ref. 10), por lo que la turbina sola asciende a 3 050 000 USD LAB, aproximadamente.

El recuperador de calor requerido es de 26.6 ton/hr de vapor a 9.8 bar y a condiciones de saturación (179°C), por economía de escala su costo será de alrededor de:

$$C_{rc} = 450\ 000 \left( \frac{26.6}{16} \right)^{0.75} = 658\ 800 \text{ USD LAB}$$

La inversión inicial será de:

		$C_{tg}$	=	3 050 000	USD LAB
		$C_{rc}$	=	658 800	USD LAB
A. Aranceles	$T_g$ (10%)	$A_{tg}$	=	305 000	USD
	$R_c$ (10%)	$A_{rc}$	=	65 880	USD
B. Agente Aduanal	(0.75%)	$A_a$	=	27 816	USD
C. Transporte	(4%)	$T$	=	148 352	USD
D. Costo Indirecto	(5%)	$C_i$	=	185 440	USD
E. Instalación	(15%)	$I$	=	556 320	USD
		<b>Total equipo</b>	=	4 997 608	USD
			=	16 222 236	N\$
F. Gasoducto			=	4 400 000	N\$
		<b>Total</b>	=	20 622 236	N\$

La máxima producción eléctrica base del equipo en el sitio será de 5 929 kW, siendo su costo por kW instalado de 3 478 N\$/kW (1 072 USD/kW), ya incluyendo el gasoducto.

#### 4.3.1.3 ALTERNATIVA 3. TURBINAS DE GAS (2) DE 6.54 MW ISO Y RECUPERADOR DE CALOR DE 26.6 TON/HR DE VAPOR CON POSTCOMBUSTION.

Se necesitan dos turbinas de gas de 6.54 MW ISO, con un costo individual de 2 900 000 USD LAB (Ref. 10), una se instala en las condiciones actuales y la otra en 4 años para las condiciones futuras.

El recuperador de calor es de la misma capacidad que en el inciso anterior, con un precio aproximado de 658 800 USD LAB, el cual recibirá los gases de salida de las dos turbinas en condiciones futuras.

La inversión para esta alternativa se divide en inversión actual e inversión futura:



### Inversión actual

C<sub>Tg</sub> = 2 900 000 USD LAB

C<sub>rc</sub> = 658 800 USD LAB

A. Aranceles T<sub>g</sub> (10%) A<sub>Tg</sub> = 290 000 USD

R<sub>c</sub> (10%) A<sub>rc</sub> = 65 880 USD

B. Agente Aduanal (0.75%) A<sub>a</sub> = 26 691 USD

C. Transporte (4%) T = 142 352 USD

D. Costo Indirecto (5%) C<sub>i</sub> = 322 940 USD

E. Instalación (15%) I = 533 820 USD

Total equipo = 4 940 483 USD

= 16 036 808 N\$

F. Gasoducto = 4 400 000 N\$

Total inversión actual = 20 436 808 N\$

### Inversión futura

C<sub>Tg</sub> = 2 900 000 USD LAB

A. Aranceles T<sub>g</sub> (10%) A<sub>Tg</sub> = 290 000 USD

B. Agente Aduanal (0.75%) A<sub>a</sub> = 21 750 USD

C. Transporte (4%) T = 116 000 USD

D. Costo Indirecto (Incluido en inversión actual)

E. Instalación (15%) I = 435 000 USD

Total equipo = 3 762 750 USD

= 12 213 887 N\$

Inversión Total = 32 650 695 N\$

La producción máxima eléctrica base en el sitio por cada turbina será de 4 398 kW, el costo por kW instalado sería de 3 712 N\$/kW (1 144 USD/kW) con el gasoducto ya considerado.

#### 4.3.2 OPERACION Y MANTENIMIENTO.

El costo de por mantenimiento se estima del 3% de la inversión inicial sin intereses de

construcción (Ref. 7).

Los costos por operación se refieren a los ocasionados por el pago de operadores, supervisión y administrativos, y se tomarán del 0.5% de la inversión inicial también sin intereses (Ref. 7).

#### 4.3.3 COSTO DE LOS ENERGETICOS.

El costo de los energéticos influye en gran medida en la factibilidad económica de la implantación de un sistema de cogeneración (como se mencionó en el inciso 1.2), éstos determinan los ahorros y gastos de operación, en el presente análisis económico se toman estos precios sin IVA.

##### 4.3.3.1 CONSUMO ELECTRICO (ENERGIA ELECTRICA).

El cargo por consumo eléctrico en la planta es de 0.09597 N\$/kWh en horario base y de 0.17242 N\$/kWh en horario punta (Ref. 11), considerándose horario punta de las 16:00 hrs a las 22:00 hrs de lunes a sábado y el horario base a las horas restantes incluyendo todo el domingo. Por lo tanto el precio promedio ponderado del kWh durante la semana es de 0.1069 N\$/kWh.

Los cargos eléctricos se ajustan mensualmente según el precio del combustible nacional e importado, del gas natural, del diesel y del carbón. La tasa de crecimiento anual después de inflación se considera como la mitad de la tasa que tenga el precio del gas natural (ver inciso 4.3.3.5) (Ref. 7).

##### 4.3.3.2 DEMANDA ELECTRICA (POTENCIA ELECTRICA).

En la tarifa de la planta el precio del kW demandado al mes es de 28.441 N\$/kW (Ref. 11), considerando su tasa de crecimiento anual real del 0%, lo que significa que aumentará al ritmo de la inflación (Ref. 7).

##### 4.3.3.3 RESPALDO ELECTRICO.

Cada uno de los sistemas de cogeneración planteados se espera que operen durante el tiempo efectivo de acuerdo a la disponibilidad de cada tecnología, en el que el consumo eléctrico de la red disminuye o se elimina. Es recomendable mantener un contrato por respaldo eléctrico con la CFE para que en caso de tener un paro forzado del sistema de cogeneración se disponga de la

energía eléctrica para continuar con la operación de la planta, mientras se soluciona la emergencia.

En el Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica no se establece el cargo por respaldo, mas se considera del 20 % del correspondiente a la demanda eléctrica (Ref. 7). La capacidad a contratar se toma aproximada a la capacidad suministrada por el sistema de cogeneración en condiciones promedio de operación, que junto con el tiempo de operación (tabla 3.17), se obtienen los siguientes valores anuales:

ALTERNATIVA	ESCENARIO	RESPALDO kW	DURACION meses/año	TOTAL kW/año
1. Turbina de vapor con caldera de alta presión.	Actual	1,100	10	11,000
	Futuro	1,800	10	18,000
2 y 2'. Turbina de gas de 8.84 MW para condiciones actuales.	Actual	4,600	10	46,000
	Futuro	5,900	10	59,000
3 y 3'. Turbinas de gas (2) de 6.54 MW para condiciones futuras.	Actual	4,100	10	41,000
	Fut. Normal	2,200	8	17,600
	Fut. Mto.	4,100	2	8,200
	Futuro Total			25,800

TABLA 4.1. Respaldo eléctrico anual.

#### 4.3.3.4 EXCEDENTES ELECTRICOS.

Los casos en que el sistema de cogeneración produce excedentes eléctricos son:

Alternativa 2': Turbina de gas de 8.84 MW para condiciones actuales sin post-combustión y con producción de excedentes eléctricos.

Alternativa 3': Turbinas de gas (2) de 6.54 MW para condiciones futuras sin post-combustión y con producción de excedentes eléctricos.

Y en éstos se debe contemplar la legislación vigente del Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica para la venta de los excedentes, este reglamento entró en vigor el 1o. de junio de 1993 e informa lo siguiente:

1. Establece la posibilidad de producción de energía eléctrica por los particulares para su venta directa a la CFE, que se encargará de distribuirla.

2. La CFE pagará la energía eléctrica en:

a) Cargo por capacidad entregada, ajustado por un factor de disponibilidad, siendo éste de uno cuando la disponibilidad se encuentre en los límites fijados, mayor que uno cuando la disponibilidad sea mayor a los límites, menor que uno cuando la disponibilidad sea menor a los límites e igual a cero cuando no se cumpla con el límite inferior de disponibilidad.

b) Cargo por energía entregada. En estos cargos se deben reflejar los costos fijos incluyendo el rendimiento sobre la inversión y los costos variables en que se incurran (como operación y mantenimiento, y combustibles).

3. La adquisición de capacidad y energía por parte de la CFE se hará dependiendo de los pronósticos de la misma dependencia para cubrir la demanda total, y en orden ascendente al precio que la dispongan los suministradores.

Se debe evaluar la probabilidad de que el precio al que se vende la electricidad sea pagado, pero suponiendo que los excedentes se venderán sin problemas y al precio propuesto, el costo asignado a cada concepto será de:

A. Costo por combustible ( $E_c$ ).

$$E_c = \left( \frac{ICN \times 3600}{PCI_{gn}} \right) \times C_{gn}$$

En donde

$E_c$ . cargo por combustible (N\$/kWh)

ICN. índice de calor neto promedio (kW<sub>t</sub>/kW<sub>e</sub>)

$PCI_{gn}$ . poder calorífico inferior del gas natural (kJ/Nm<sup>3</sup>)

$C_{gn}$ . costo del gas natural (N\$/Nm<sup>3</sup>)

Para cada alternativa será

Alt 2'. ICN = 1.41       $E_c$  = 0.143  $C_{gn}$

Alt 3'. ICN = 1.31       $E_c$  = 0.133  $C_{gn}$

## B. Costo por operación y mantenimiento ( $E_{om}$ ).

$$E_{om} = \frac{C_{om}}{G_{ee}}$$

Donde

$E_{om}$ : cargo por operación y mantenimiento (N\$/kWh)

$C_{om}$ : costo de operación y mantenimiento anual (N\$)

$G_{ee}$ : generación de energía eléctrica anual (kWh)

Para cada alternativa:

Alt 2'.  $C_{om} = 721\ 778$        $G_{ee} = 38\ 556\ 648$        $E_{om} = 0.01813$  N\$/kWh

Alt 3'.  $C_{om} = 1\ 142\ 774$        $G_{ee} = 49\ 022\ 412$        $E_{om} = 0.01988$  N\$/kWh

## C. Costo nivelado de la inversión por generación ( $E_c$ ).

De acuerdo con la ecuación 4.6, para cada alternativa se toma:

### Alternativa 2':

Datos

$N = 2$  años

$n = 25$  años

$i = 0.25$

$I_i = \text{N}\$ 20\ 622\ 236$

$A = 0$  (término de la construcción en año cero)

Fración de la inversión

$t = 0$     0.00

$t = -1$    0.30

$t = -2$    0.70

Generación

$t = 0-3$     38 556 648 kWh

$t = 4-24$    44 182 908 kWh

Resultados

Fración del costo actual de la inversión = 1.47

Inversión actualizada = N\$ 30 288 910

Generación actualizada = 203 471 200 kWh

Costo nivelado de la inversión = 0.1489 N\$/kWh

### Alternativa 3':

#### Datos

$$N = 2 \text{ años}$$

$$n = 25 \text{ años}$$

$$i = 0.25$$

$$I_i = \text{N\$ } 32 \ 650 \ 695$$

$$A = 3 \text{ (término de construcción en año de operación tres)}$$

#### Fracción de la inversión

$$t = 3 \quad 0.112$$

$$t = 2 \quad 0.262$$

$$t = 1 \quad 0.000$$

$$t = 0 \quad 0.000$$

$$t = -1 \quad 0.188$$

$$t = -2 \quad 0.438$$

#### Generación

$$t = 0-3 \quad 31 \ 454 \ 892 \text{ kWh}$$

$$t = 4-24 \quad 52 \ 022 \ 412 \text{ kWh}$$

#### Resultados

$$\text{Fracción del costo actual de la inversión} = 1.14$$

$$\text{Inversión actualizada} = \text{N\$ } 37 \ 365 \ 420$$

$$\text{Generación actualizada} = 198 \ 414 \ 100 \text{ kWh}$$

$$\text{Costo nivelado de la inversión} = 0.1883 \text{ N\$/kWh}$$

El costo total por energía será de

$$\text{Alt } 2' \quad E_t = E_c + E_{om} + E_{ci} = 0.143 C_{gn} + 0.1676$$

$$\text{Alt } 3' \quad E_t = 0.133 C_{gn} + 0.2116$$

#### 4.3.3.5 COMBUSTOLEO Y GAS NATURAL

En la planta se consume combustóleo y gas l.p., el consumo del primero se incrementaría o desplazaría por gas natural, dependiendo de que alternativa se elija. El consumo de combustóleo, para satisfacer la demanda térmica actual y futura, se calcula sobre la base de la eficiencia actual de calderas y asciende a:

Escenario actual.

Demanda térmica promedio: 8 951 kW<sub>t</sub> (Tabla 2.1)

$$m_{ca} = \frac{P_t + 3600}{n_{cl} \text{ PCI}_c P_c} = \frac{8 \ 951 + 3600}{0.7754 (42502) (0.987)} = 991 \text{ lts/hr}$$

Escenario futuro.

Demanda térmica promedio: 13 947 kW<sub>t</sub> (Tabla 2.2)

$$m_{cf} = \frac{13\,947 \cdot 3600}{0.7754 (42502) (0.987)} = 1\,544 \text{ lts/hr}$$

En donde,

P<sub>t</sub>. Potencia térmica (kW<sub>t</sub>)

m<sub>ca</sub>. flujo de combustible actual (lts/hr)

m<sub>cf</sub>. flujo de combustible futuro (lts/hr)

n<sub>cl</sub>. eficiencia de calderas (en decimales)

PC<sub>lc</sub>. poder calorífico del combustible (kJ/kg)

p<sub>c</sub>. densidad del combustible (kg/l)

Con los tiempos de operación de las alternativas (tabla 3.17) se obtiene la cantidad total de combustible desplazado para cada una:

ALTERNATIVA	ESCENARIO	FLUJO lts/hr	DURACION hrs	TOTAL lts/año
1. Turbina de vapor con caldera de alta presión.	Actual	991	7,551	7,483,041
	Futuro	1,544	7,551	11,658,744
2 y 2'. Turbina de gas de 8.84 MW para condiciones actuales.	Actual	991	7,452	7,384,932
	Futuro	1,544	7,452	11,505,888
3 y 3'. Turbinas de gas (2) de 6.54 MW para condiciones futuras.	Actual	991	7,452	7,384,932
	Fut. Normal	1,544	5,796	8,949,024
	Fut. Mito.	883	1,856	1,482,248
	Futuro Total			10,411,272

TABLA 4.2. Consumo anual de combustible desplazado por los sistemas de cogeneración.

Se estima que la tasa anual de incremento del costo del combustible sea del 1% sobre la inflación. (Ref. 7).

Por otro lado, en un estudio realizado a PEMEX, se preve que el gas natural aumentará en 5 años el 60% de su precio actual (Ref. 5). lo que da un aumento anual del,  $(1.60)^{1/5} = 1.10$ , 10%, suponiendo que la inflación anual en el mismo periodo se mantenga en el 8%, la tasa de

Incremento anual en el costo del gas natural será del 2% sobre la inflación.

Actualmente el gas natural tiene un precio, sin IVA, de N\$ 0.186 por Nm<sup>3</sup> (Ref. 5) y el combustóleo de N\$ 0.290 por litro (Ref. 11), sin IVA también.

#### 4.4. ANALISIS ECONOMICO INCREMENTAL.

Siguiendo los pasos del inciso 4.1.7:

Primero las alternativas se ordenan por orden de inversión creciente como:

Alternativa 1: Turbina de vapor de 2.5 MW de contrapresión con caldera de alta presión.

Alternativa 2: Turbina de gas de 8.84 MW ISO y recuperador de calor sin excedentes eléctricos.

Alternativa 2': Turbina de gas de 8.84 MW ISO con recuperador de calor con excedentes eléctricos.

Alternativa 3: Turbinas de gas (2) de 6.54 MW ISO con recuperador de calor sin excedentes eléctricos.

Alternativa 3': Turbinas de gas (2) de 6.54 MW ISO con recuperador de calor con excedentes eléctricos.

Comparando la Situación Actual con la Alternativa 1, tabla 4.3, resulta que el valor presente neto del flujo de efectivo después de impuestos es de N\$ -2'841,400, con una anualidad equivalente de N\$ -713,000, la relación beneficio-coste es de 0.60, la TIR de 13.2% y el período de recuperación de 8.86 años. Resultados que no favorecen a la retadora, siendo TIR inferior a TREMA, por lo tanto prevalece la Situación Actual.

La Alternativa 2 se considera ahora como retadora y comparando con la Situación Actual (tabla 4.4) los resultados después de impuestos son: Valor presente neto de N\$ -6'948,200, que da una anualidad equivalente de N\$ -1'743,100, con una relación beneficio-coste de 0.66, una TIR de 14.8% y su período de recuperación es de 7.08 años. Nuevamente la TIR resulta menor que TREMA con sus resultados negativos correspondientes, que descartan esta opción.

El siguiente caso evalúa la Situación Actual contra la Alternativa 2', tabla 4.5, sus resultados después de impuestos dan un valor presente neto de N\$ -6'370,900, con un valor anual



equivalente de N\$ -1'598,800, su relación beneficio-costo es de 0.69, su TIR de 15.2% y con un periodo de recuperación de 6.45 años. Otra vez la TIR es inferior a TREMA, por lo tanto se elimina la Alternativa 2'.

Tomando la Alternativa 3 y comparándola contra la Situación Actual, tabla 4.6, sus índices económicos quedan después de impuestos como: Valor presente neto de N\$ -11'218,000, valor anual equivalente de N\$ -2'815,100, relación beneficio-costo de 0.68, TIR de 10.5% y periodo de recuperación de 10.72 años. Estos resultados descartan también a este proyecto.

Por último, analizando la Situación Actual contra la Alternativa 3' en la tabla 4.7, se observan resultados de: valor presente neto de N\$ -10'283,500, anualidad equivalente de N\$ -2'580,600, relación beneficio-costo de 0.69, TIR de 12.4% y periodo de recuperación de 10.23 años. Demostrando que ninguna inversión se justifica para la tasa de descuento (TREMA) exigida, por lo tanto, la Situación Actual o "no hacer nada" prevalece.

#### **4.5. ANALISIS DE SENSIBILIDAD.**

En el análisis incremental se observa que ningún proyecto es viable, quedando aquellas alternativas en que se exporta energía eléctrica un poco mejor situadas que sus similares en que no se hace.

La inversión es el concepto que más afecta, trazando una gráfica de valor presente neto contra la fracción de inversión, figura 4.5 (si la inversión se disminuye), se muestra que las alternativas son rentables hasta el 60% o menos de la inversión requerida.

TABLA 4.3. ANALISIS ECONOMICO INCREMENTAL  
 CARO: TURBINA DE VAPOR DE 2.5 MW DE CONTRAPRESION VS. SITUACION ACTUAL

AÑO	I	CARGO ELECT		PRECIO		AHORRO		CARGO COMB	AH DE COMB	COSTO OP-AT	INVER-SION	FLUJO EF. ANT. I/M/P	DEPRE-CIACION	INGRESO GRAVABLE	IMPUESTO	FLUJO EF. DESP. IMP.		
		CONS NSMwh	DEM NSMwh	G N NSMwh	COMB MBR	CONS	DEM										VENTA DE EXC EL	CARGO RESP
1993	-2	0.1098	26 4410	0.1880	0.2900													
1994	-1	0.1080	26 4410	0.1887	0.2929													
1995	0	0.1090	26 4410	0.1935	0.2966													
1996	1	0.1101	26 4410	0.1974	0.2968	972	467	0	(58)	(2,287)	2,124	(247)	972	(705)	267	(120)	852	
1997	2	0.1112	26 4410	0.2013	0.3018	982	467	0	(58)	(2,310)	2,146	(247)	960	(705)	275	(124)	856	
1998	3	0.1124	26 4410	0.2054	0.3048	982	467	0	(58)	(2,333)	2,187	(247)	948	(705)	283	(127)	861	
1999	4	0.1135	26 4410	0.2085	0.3078	1,002	467	0	(58)	(2,357)	2,199	(247)	0	896	(705)	291	(131)	865
2000	5	0.1146	26 4410	0.2137	0.3108	1,577	803	0	(85)	(3,710)	3,589	(247)	1,716	(705)	1,011	(455)	1,261	
2001	6	0.1158	26 4410	0.2179	0.3140	1,582	803	0	(85)	(3,747)	3,625	(247)	1,731	(705)	1,026	(462)	1,268	
2002	7	0.1169	26 4410	0.2223	0.3172	1,608	803	0	(85)	(3,784)	3,661	(247)	1,746	(705)	1,041	(468)	1,277	
2003	8	0.1181	26 4410	0.2287	0.3203	1,624	803	0	(85)	(3,822)	3,698	(247)	1,761	(705)	1,056	(475)	1,286	
2004	9	0.1193	26 4410	0.2313	0.3236	1,641	803	0	(85)	(3,861)	3,735	(247)	1,776	(705)	1,071	(482)	1,294	
2005	10	0.1205	26 4410	0.2359	0.3266	1,657	803	0	(85)	(3,899)	3,772	(247)	1,791	(705)	1,086	(489)	1,302	
2006	11	0.1217	26 4410	0.2408	0.3300	1,674	803	0	(85)	(3,938)	3,810	(247)	1,806	0	1,836	(813)	883	
2007	12	0.1229	26 4410	0.2454	0.3333	1,680	803	0	(85)	(3,978)	3,848	(247)	1,821	0	1,871	(820)	1,002	
2008	13	0.1241	26 4410	0.2503	0.3367	1,707	803	0	(85)	(4,017)	3,886	(247)	1,837	0	1,837	(827)	1,010	
2009	14	0.1253	26 4410	0.2553	0.3400	1,724	803	0	(85)	(4,057)	3,925	(247)	1,853	0	1,853	(834)	1,018	
2010	15	0.1265	26 4410	0.2604	0.3434	1,742	803	0	(85)	(4,098)	3,965	(247)	1,869	0	1,869	(841)	1,026	
2011	16	0.1278	26 4410	0.2654	0.3468	1,759	803	0	(85)	(4,139)	4,004	(247)	1,885	0	1,885	(848)	1,037	
2012	17	0.1291	26 4410	0.2710	0.3504	1,777	803	0	(85)	(4,180)	4,044	(247)	1,901	0	1,901	(855)	1,046	
2013	18	0.1304	26 4410	0.2764	0.3539	1,794	803	0	(85)	(4,222)	4,085	(247)	1,917	0	1,917	(862)	1,055	
2014	19	0.1317	26 4410	0.2819	0.3574	1,812	803	0	(85)	(4,264)	4,126	(247)	1,934	0	1,934	(870)	1,064	
2015	20	0.1331	26 4410	0.2876	0.3610	1,830	803	0	(85)	(4,307)	4,167	(247)	1,951	0	1,951	(878)	1,073	
2016	21	0.1344	26 4410	0.2933	0.3648	1,849	803	0	(85)	(4,350)	4,208	(247)	1,968	0	1,968	(885)	1,082	
2017	22	0.1357	26 4410	0.2982	0.3682	1,867	803	0	(85)	(4,394)	4,251	(247)	1,985	0	1,985	(893)	1,092	
2018	23	0.1371	26 4410	0.3052	0.3719	1,886	803	0	(85)	(4,438)	4,293	(247)	2,002	0	2,002	(901)	1,101	
2019	24	0.1385	26 4410	0.3113	0.3758	1,905	803	0	(85)	(4,482)	4,336	(247)	2,019	0	2,019	(909)	1,111	
						1,924	803	0	(85)	(4,527)	4,379	(247)	2,037	0	2,037	(917)	1,120	

Tasa de crecimiento	1.0%	0.0%	2.0%	1.0%
Energético				
ESC. ACT.				
ESC. FIJ.				
Tasa				

		0.00		0.20		1.00	
Miles MWh	Miles kWh	Miles kWh	Miles kWh	Miles kWh	Miles kWh	Miles kWh	Miles kWh
8,918	17,670	0	11,000	7,732	7,181	(247)	(7,050)
13,654	22,790	0	18,000	12,051	11,859	0	0
							10.0%
							45.0%

Tasa de Rend. Mínima Atractiva	25.0%	25.0%
Valor Presente Neto	(1,876.4)	(2,841.4)
Valor Actual Equivalente	(470.9)	(713.9)
Reducción Beneficio-Costo	0.73	0.80
Tasa Interna de Rendimiento	18.2%	13.2%
Periodo de Recuperación (años)	7.76	8.86

Tabla 4.4. ANALISIS ECONOMICO INCREMENTAL  
CASO: TURBINA DE GAS DE 8.4 MW ISO Y RECUPERADOR DE CALOR CON POST-COMBUSTION SIN EXCEDENTES ELECTRICOS VS. SITUACION ACTUAL

AÑO	t	CARGO ELECT		PRECIO	
		CONS M\$A/Mh	DEM M\$A/Mh	G N M\$A/M3	COMB M\$B
1993	-2	0.1089	26.4410	0.1880	0.2800
1994	-1	0.1089	26.4410	0.1887	0.2809
1995	0	0.1090	26.4410	0.1935	0.2958
1996	1	0.1101	26.4410	0.1974	0.2968
1997	2	0.1112	26.4410	0.2013	0.3018
1998	3	0.1124	26.4410	0.2054	0.3048
1999	4	0.1135	26.4410	0.2085	0.3078
2000	5	0.1146	26.4410	0.2137	0.3109
2001	6	0.1156	26.4410	0.2176	0.3140
2002	7	0.1169	26.4410	0.2228	0.3172
2003	8	0.1181	26.4410	0.2287	0.3203
2004	9	0.1193	26.4410	0.2313	0.3235
2005	10	0.1205	26.4410	0.2388	0.3288
2006	11	0.1217	26.4410	0.2408	0.3300
2007	12	0.1229	26.4410	0.2454	0.3333
2008	13	0.1241	26.4410	0.2503	0.3387
2009	14	0.1253	26.4410	0.2553	0.3400
2010	15	0.1266	26.4410	0.2604	0.3434
2011	16	0.1279	26.4410	0.2657	0.3466
2012	17	0.1291	26.4410	0.2710	0.3504
2013	18	0.1304	26.4410	0.2784	0.3536
2014	19	0.1317	26.4410	0.2819	0.3574
2015	20	0.1331	26.4410	0.2876	0.3610
2016	21	0.1344	26.4410	0.2933	0.3646
2017	22	0.1357	26.4410	0.2982	0.3682
2018	23	0.1371	26.4410	0.3032	0.3719
2019	24	0.1385	26.4410	0.3113	0.3756

Tasa de crecimiento	1.0%	0.0%	2.0%	1.0%
Energético				
ESC. ACT.				
ESC. FUT.				
Tasa				

AHORRO	VENTA DE	CARGO	CARGO	AH DE	COSTO	INVER-	FLUJO EF	DEPRE-	INGRESO	IMPUESTO	FLUJO EF.	
												CONS
MILES DE NUEVOS PESOS												
						(14.436)						
						(8.187)	(22.066)				(22.066)	
3,793	1,710	0	(243)	(2,650)	2,096	(722)	3,978	(2,062)	1,914	(861)	3,115	
3,831	1,710	0	(243)	(2,712)	2,117	(722)	3,962	(2,062)	1,919	(954)	3,118	
3,870	1,710	0	(243)	(2,787)	2,139	(722)	0	3,987	(2,062)	1,925	(866)	3,121
3,908	1,710	0	(243)	(2,822)	2,160	(722)	0	3,992	(2,062)	1,929	(868)	3,123
3,944	1,710	0	(312)	(3,776)	3,542	(722)	5,456	(2,062)	3,394	(1,527)	3,928	
5,084	1,710	0	(312)	(3,851)	3,577	(722)	5,466	(2,062)	3,404	(1,532)	3,934	
5,114	1,710	0	(312)	(3,928)	3,613	(722)	5,476	(2,062)	3,413	(1,536)	3,940	
5,188	1,710	0	(312)	(4,007)	3,649	(722)	5,484	(2,062)	3,422	(1,540)	3,944	
5,217	1,710	0	(312)	(4,087)	3,686	(722)	5,492	(2,062)	3,430	(1,544)	3,949	
5,289	1,710	0	(312)	(4,166)	3,723	(722)	5,500	(2,062)	3,437	(1,547)	3,953	
5,322	1,710	0	(312)	(4,252)	3,760	(722)	5,508	0	5,508	(2,478)	3,028	
5,375	1,710	0	(312)	(4,337)	3,797	(722)	5,512	0	5,512	(2,480)	3,032	
5,429	1,710	0	(312)	(4,424)	3,835	(722)	5,517	0	5,517	(2,483)	3,034	
5,483	1,710	0	(312)	(4,513)	3,874	(722)	5,521	0	5,521	(2,484)	3,037	
5,538	1,710	0	(312)	(4,603)	3,913	(722)	5,524	0	5,524	(2,486)	3,038	
5,594	1,710	0	(312)	(4,695)	3,952	(722)	5,527	0	5,527	(2,487)	3,040	
5,650	1,710	0	(312)	(4,789)	3,991	(722)	5,528	0	5,528	(2,488)	3,041	
5,708	1,710	0	(312)	(4,885)	4,031	(722)	5,529	0	5,529	(2,489)	3,041	
5,765	1,710	0	(312)	(4,982)	4,071	(722)	5,529	0	5,529	(2,488)	3,041	
5,821	1,710	0	(312)	(5,082)	4,112	(722)	5,527	0	5,527	(2,487)	3,040	
5,879	1,710	0	(312)	(5,184)	4,153	(722)	5,528	0	5,528	(2,486)	3,039	
5,938	1,710	0	(312)	(5,287)	4,195	(722)	5,527	0	5,527	(2,485)	3,037	
5,997	1,710	0	(312)	(5,393)	4,237	(722)	5,517	0	5,517	(2,483)	3,035	
6,057	1,710	0	(312)	(5,501)	4,279	(722)	5,512	0	5,512	(2,480)	3,032	
6,118	1,710	0	(312)	(5,611)	4,322	(722)	5,505	0	5,505	(2,477)	3,029	

	0.00	0.20	1.00
Miles MWh	Miles MWh	Miles MWh	Miles MWh
34,788	64,880	40,000	13,741
44,183	64,880	50,000	18,028
			11,508
			0
			10.0%

Tasa de Rend. Ingreso Atractivo	25.0%	25.0%
Valor Presente Neto	(3,006.0)	(6,988.2)
Valor Actual Beneficiarios	(754.3)	(1,743.1)
Retención Beneficio-Costo	0.85	0.86
Tasa Interna de Rendimiento	21.0%	14.8%
Período de Recuperación (años)	5.56	7.68

TABLA 4.E. ANALISIS ECONOMICO INCREMENTAL  
CASO: TURBINA DE GAS DE 8.84 MW ROY Y RECUPERADOR DE CALOR CON POST-COMBUSTION CON EXCEDENTES ELECTRICOS VS. SITUACION ACTUAL

AÑO	I	CARGO ELECT		PRECIO	
		CONS NSAWh	DEM NSAWh	G N NSAm3	COMB Mbt
1993	-2	0.1080	26.4410	0.1880	0.2900
1994	-1	0.1080	26.4410	0.1897	0.2929
1995	0	0.1090	26.4410	0.1905	0.2958
1996	1	0.1101	26.4410	0.1974	0.2988
1997	2	0.1112	26.4410	0.2013	0.3018
1998	3	0.1124	26.4410	0.2054	0.3048
1999	4	0.1135	26.4410	0.2095	0.3078
2000	5	0.1148	26.4410	0.2137	0.3109
2001	6	0.1158	26.4410	0.2179	0.3140
2002	7	0.1169	26.4410	0.2223	0.3172
2003	8	0.1181	26.4410	0.2267	0.3203
2004	9	0.1193	26.4410	0.2313	0.3235
2005	10	0.1205	26.4410	0.2359	0.3268
2006	11	0.1217	26.4410	0.2408	0.3300
2007	12	0.1229	26.4410	0.2454	0.3333
2008	13	0.1241	26.4410	0.2503	0.3367
2009	14	0.1253	26.4410	0.2553	0.3400
2010	15	0.1266	26.4410	0.2604	0.3434
2011	16	0.1279	26.4410	0.2657	0.3469
2012	17	0.1291	26.4410	0.2710	0.3504
2013	18	0.1304	26.4410	0.2764	0.3539
2014	19	0.1317	26.4410	0.2819	0.3574
2015	20	0.1331	26.4410	0.2876	0.3610
2016	21	0.1344	26.4410	0.2933	0.3646
2017	22	0.1357	26.4410	0.2992	0.3682
2018	23	0.1371	26.4410	0.3052	0.3719
2019	24	0.1385	26.4410	0.3113	0.3756

Tasa de crecimiento	1.0%	0.0%	2.0%	1.0%
Energía/ año				
ESC ACT				
ESC FUT				
Tasa				

AHORRO ELECT		VENTA DE	CARGO	CARGO	AH DE	COSTO	INVER-	FLUJO EF.	DEPRE-	INGRESO	IMPUESTO	FLUJO EF.
CONS	DEM	EXC. EL.	RESP	G N	COMB	OP.MT	SION	AMT. IMP.	CIACION	GRAVABLE		DESP. IMP.
MILES DE NUEVOS PESOS												
								(14,436)				
								(6,187)				(22,898)
3,793	1,710	632	(243)	(2,735)	2,096	(722)		4,531	(2,062)	2,469	(1,111)	3,420
3,831	1,710	632	(249)	(2,790)	2,117	(722)		4,536	(2,062)	2,473	(1,113)	3,423
3,870	1,710	632	(243)	(2,846)	2,139	(722)	0	4,539	(2,062)	2,477	(1,115)	3,426
3,908	1,710	632	(243)	(2,903)	2,160	(722)	0	4,542	(2,062)	2,480	(1,116)	3,428
5,014	1,710	0	(312)	(3,776)	3,542	(722)		5,468	(2,052)	3,394	(1,527)	3,829
5,084	1,710	0	(312)	(3,851)	3,577	(722)		5,489	(2,062)	3,404	(1,532)	3,834
5,114	1,710	0	(312)	(3,928)	3,613	(722)		5,478	(2,062)	3,413	(1,536)	3,840
5,186	1,710	0	(312)	(4,007)	3,649	(722)		5,484	(2,062)	3,422	(1,540)	3,844
5,217	1,710	0	(312)	(4,087)	3,686	(722)		5,492	(2,062)	3,430	(1,544)	3,848
5,289	1,710	0	(312)	(4,159)	3,723	(722)		5,500	(2,062)	3,437	(1,547)	3,853
5,322	1,710	0	(312)	(4,252)	3,760	(722)		5,508	0	5,508	(2,478)	3,828
5,375	1,710	0	(312)	(4,337)	3,797	(722)		5,512	0	5,512	(2,480)	3,832
5,429	1,710	0	(312)	(4,424)	3,835	(722)		5,517	0	5,517	(2,483)	3,834
5,483	1,710	0	(312)	(4,513)	3,874	(722)		5,521	0	5,521	(2,484)	3,837
5,538	1,710	0	(312)	(4,603)	3,913	(722)		5,524		5,524	(2,485)	3,838
5,594	1,710	0	(312)	(4,695)	3,952	(722)		5,527		5,527	(2,487)	3,840
5,650	1,710	0	(312)	(4,789)	3,991	(722)		5,528		5,528	(2,488)	3,841
5,706	1,710	0	(312)	(4,886)	4,031	(722)		5,529		5,529	(2,488)	3,841
5,763	1,710	0	(312)	(4,982)	4,071	(722)		5,529		5,529	(2,488)	3,841
5,821	1,710	0	(312)	(5,082)	4,112	(722)		5,527		5,527	(2,487)	3,840
5,879	1,710	0	(312)	(5,184)	4,153	(722)		5,525		5,525	(2,486)	3,839
5,938	1,710	0	(312)	(5,287)	4,195	(722)		5,522		5,522	(2,485)	3,837
5,997	1,710	0	(312)	(5,393)	4,237	(722)		5,517		5,517	(2,483)	3,836
6,057	1,710	0	(312)	(5,501)	4,279	(722)		5,512		5,512	(2,480)	3,833
6,118	1,710	0	(312)	(5,611)	4,322	(722)		5,505		5,505	(2,477)	3,828

0.17		0.20		1.00			
Más MW	Más KW	Más MW	Más KW	Más Nm3	Más Rs	Más NS	Más I/S
34,786	64,980	3,771	46,000	14,136	7,087	(722)	(20,622)
44,163	64,650	0	59,000	19,026	11,506	0	0
							10.0%
							45.0%

Tasa de Rend. Mínima Atractiva	25.0%	25.0%
Valor Presente Neto	(1,359.9)	(6,570.9)
Valor Actual Equivalencia	(491.9)	(1,898.6)
Relación Beneficio-Costo	0.90	0.89
Tasa Interna de Retorno	21.9%	18.5%
Período de Recuperación (años)	4.87	6.46

TABLA 4.8. ANALISIS ECONOMICO INCREMENTAL

CASO: TURBINAS DE GAS (2) DE 6.64 MW IBO Y RECUPERADOR DE CALOR CON POST-COMBUSTION SIN EXCEDENTES ELECTRICOS VS. SITUACION ACTUAL

AÑO	t	CARGO ELECT.		PRECIO	
		CONS NS/kWh	DEM NS/kWh	G.N. NS/Nm3	COMB N\$/t
1993	-2	0.1089	26.4410	0.1860	0.2900
1994	-1	0.1080	26.4410	0.1897	0.2929
1995	0	0.1090	26.4410	0.1935	0.2958
1996	1	0.1101	26.4410	0.1974	0.2988
1997	2	0.1112	26.4410	0.2013	0.3018
1998	3	0.1124	26.4410	0.2054	0.3048
1999	4	0.1135	26.4410	0.2095	0.3078
2000	5	0.1146	26.4410	0.2137	0.3108
2001	6	0.1158	26.4410	0.2179	0.3140
2002	7	0.1169	26.4410	0.2223	0.3172
2003	8	0.1181	26.4410	0.2267	0.3203
2004	9	0.1193	26.4410	0.2313	0.3235
2005	10	0.1205	26.4410	0.2359	0.3268
2006	11	0.1217	26.4410	0.2406	0.3300
2007	12	0.1229	26.4410	0.2454	0.3333
2008	13	0.1241	26.4410	0.2503	0.3367
2009	14	0.1253	26.4410	0.2553	0.3400
2010	15	0.1266	26.4410	0.2604	0.3434
2011	16	0.1279	26.4410	0.2657	0.3469
2012	17	0.1291	26.4410	0.2710	0.3504
2013	18	0.1304	26.4410	0.2764	0.3539
2014	19	0.1317	26.4410	0.2819	0.3574
2015	20	0.1331	26.4410	0.2876	0.3610
2016	21	0.1344	26.4410	0.2933	0.3646
2017	22	0.1357	26.4410	0.2992	0.3682
2018	23	0.1371	26.4410	0.3052	0.3719
2019	24	0.1385	26.4410	0.3113	0.3756

Tasa de crecimiento	1.0%	0.0%	2.0%	1.0%
Energía/año				
ESC. ACT.				
ESC. FUT.				
Tasa				

AHORRO ELECT.		VENTA DE	CARGO	CARGO	AH DE	COMB	INVER-	FLUJO EF.	DEPRE-	INGRESO	IMPUESTO	FLUJO EF.
CONS	DEM	EXC. EL.	RESP.	G N	COMB	OP-MO	SION	ANT. IMP.	CIACION	GRAVABLE		DESP. IMP.
MILES DE NUEVOS PESOS												
							(14.308)					(21.887)
							(8.131)	(21.867)				
3,430	1,261	0	(217)	(2,381)	2,098	(715)		3,475	(2,044)	1,431	(644)	2,831
2,464	1,261	0	(217)	(2,428)	2,117	(715)		3,483	(2,044)	1,439	(647)	2,838
3,490	1,261	0	(217)	(2,477)	2,139	(715)	(8,590)	(5,060)	(2,044)	(7,104)	0	(6,080)
3,534	1,261	0	(217)	(2,527)	2,160	(715)	(3,864)	(874)	(2,044)	(2,717)	0	(874)
5,223	2,029	0	(136)	(3,907)	3,205	(1,143)		5,270	(3,265)	2,005	(902)	4,368
5,275	2,029	0	(136)	(3,965)	3,237	(1,143)		5,278	(3,265)	2,011	(905)	4,371
6,328	2,029	0	(136)	(4,065)	3,269	(1,143)		5,282	(3,265)	2,017	(908)	4,374
9,381	2,029	0	(136)	(4,146)	3,302	(1,143)		5,286	(3,265)	2,021	(910)	4,377
5,435	2,029	0	(136)	(4,229)	3,335	(1,143)		5,290	(3,265)	2,025	(911)	4,379
5,489	2,029	0	(136)	(4,314)	3,369	(1,143)		5,293	(3,265)	2,028	(913)	4,381
5,544	2,029	0	(136)	(4,400)	3,402	(1,143)		5,296	(3,221)	4,074	(1,833)	3,462
5,598	2,029	0	(136)	(4,488)	3,436	(1,143)		5,297	(1,221)	4,076	(1,834)	3,463
5,655	2,029	0	(136)	(4,578)	3,471	(1,143)		5,299	(1,221)	4,076	(1,834)	3,463
5,712	2,029	0	(136)	(4,669)	3,505	(1,143)		5,298	(1,221)	4,076	(1,834)	3,463
5,780	2,029	0	(136)	(4,763)	3,540	(1,143)		5,298		5,296	(2,363)	2,913
5,827	2,029	0	(136)	(4,858)	3,576	(1,143)		5,294		5,294	(2,362)	2,912
5,885	2,029	0	(136)	(4,955)	3,611	(1,143)		5,291		5,291	(2,361)	2,910
5,944	2,029	0	(136)	(5,054)	3,648	(1,143)		5,287		5,287	(2,359)	2,908
6,003	2,029	0	(136)	(5,155)	3,684	(1,143)		5,282		5,282	(2,357)	2,906
6,063	2,029	0	(136)	(5,259)	3,721	(1,143)		5,276		5,275	(2,354)	2,902
6,124	2,029	0	(136)	(5,364)	3,758	(1,143)		5,269		5,268	(2,351)	2,897
6,185	2,029	0	(136)	(5,471)	3,796	(1,143)		5,260		5,260	(2,347)	2,893
6,247	2,029	0	(136)	(5,580)	3,834	(1,143)		5,250		5,250	(2,343)	2,889
6,309	2,029	0	(136)	(5,692)	3,872	(1,143)		5,239		5,239	(2,338)	2,882
6,373	2,029	0	(136)	(5,806)	3,911	(1,143)		5,227		5,227	(2,332)	2,876

0.00		0.20		1.00			
Miles kWh	Miles kW	Miles kWh	Miles kW	Miles Nm3	Miles t/a	Miles NS	Miles NS
31,465	47,700	0	41,000	12,303	7,087	(715)	(20,437)
46,024	76,740	0	25,600	18,653	10,411	(427)	(12,214)
							10.0%
							45.0%

Tasa de Rend. Mínima Atractiva	25.0%			28.0%
Valor Presente Neto	(8,919.4)			(11,218.0)
Valor Anual Equivalente	(2,736.3)			(2,818.1)
Relación Beneficio-Costo	0.73			0.68
Tasa Interna de Rendimiento	14.6%			10.6%
Periodo de Recuperación (años)	6.77			10.72

Tabla 4.7. ANALISIS ECONOMICO INCREMENTAL  
CASO: TURBINAS DE GAS (2) DE 6.54 MW ISO Y RECUPERADOR DE CALOR CON POST-COMBUSTION CON EXCEDENTES ELECTRICOS VS. SITUACION ACTUAL

AÑO	I	CARGO ELECT		PRECIO	
		CONS M\$Año	DEM M\$Año	G1 M\$Año	COMB M\$
1993	-2	0 1059	26 4410	0 1980	0 2900
1994	-1	0 1080	26 4410	0 1987	0 2929
1995	0	0 1090	26 4410	0 1995	0 2959
1996	1	0 1121	26 4410	0 1974	0 2965
1997	2	0 1112	26 4410	0 2013	0 3018
1998	3	0 1124	26 4410	0 2054	0 3048
1999	4	0 1135	26 4410	0 2095	0 3078
2000	5	0 1146	26 4410	0 2137	0 3108
2001	6	0 1158	26 4410	0 2179	0 3140
2002	7	0 1169	26 4410	0 2223	0 3172
2003	8	0 1181	26 4410	0 2267	0 3203
2004	9	0 1193	26 4410	0 2313	0 3235
2005	10	0 1205	26 4410	0 2359	0 3268
2006	11	0 1217	26 4410	0 2408	0 3300
2007	12	0 1229	26 4410	0 2454	0 3333
2008	13	0 1241	26 4410	0 2503	0 3367
2009	14	0 1253	26 4410	0 2553	0 3400
2010	15	0 1265	26 4410	0 2604	0 3434
2011	16	0 1279	26 4410	0 2657	0 3469
2012	17	0 1291	26 4410	0 2710	0 3504
2013	18	0 1304	26 4410	0 2764	0 3539
2014	19	0 1317	26 4410	0 2819	0 3574
2015	20	0 1331	26 4410	0 2876	0 3610
2016	21	0 1344	26 4410	0 2933	0 3646
2017	22	0 1357	26 4410	0 2992	0 3692
2018	23	0 1371	26 4410	0 3052	0 3719
2019	24	0 1385	26 4410	0 3113	0 3756

Tasa de crecimiento	10%	00%	20%	10%
Energía/año				
ESC. ACT.				
ESC. FUT.				
Tasa				

AHORRO ELECT		VENTA DE GAS		CARGO	CARGO	AH DE	COSTO	INVER-	FLUJO EF.	DEPRE:	INGRESO	IMPUESTO	FLUJO EF.		
CONS	DEM	EXC EL	RESP	G N	G N	COMB	OP-IT	SION	ANT. IMP	CIACION	GRABABLE		DESP. IMP.		
MILES DE NUEVOS PESOS															
										(14,306)					
										(6,131)		(21,687)		(21,687)	
3,430	1,261	0	(217)	(2,381)	2,096	(715)			3,475	(2,044)	1,431	(644)	2,831		
3,464	1,261	0	(217)	(2,428)	2,117	(715)			3,491	(2,044)	1,436	(647)	2,835		
3,499	1,261	0	(217)	(2,477)	2,139	(715)		(8,550)	(5,037)	(2,044)	(7,154)	0	(5,080)		
3,534	1,261	0	(217)	(2,527)	2,160	(715)		(3,664)	(614)	(2,044)	(2,717)	0	(874)		
5,223	2,029	1,436	(136)	(4,030)	3,205	(1,143)			6,516	(3,265)	3,311	(1,490)	5,086		
5,275	2,029	1,440	(136)	(4,119)	3,237	(1,143)			6,582	(3,265)	3,317	(1,493)	5,090		
5,328	2,029	1,443	(136)	(4,201)	3,269	(1,143)			6,599	(3,265)	3,324	(1,496)	5,093		
5,381	2,029	1,447	(136)	(4,286)	3,302	(1,143)			6,594	(3,265)	3,329	(1,498)	5,096		
5,435	2,029	1,450	(136)	(4,371)	3,335	(1,143)			6,590	(3,265)	3,334	(1,500)	5,099		
5,490	2,029	1,454	(136)	(4,459)	3,369	(1,143)			6,603	(3,265)	3,339	(1,502)	5,101		
5,544	2,029	1,458	(136)	(4,548)	3,402	(1,143)			6,608	(1,221)	5,384	(2,423)	4,183		
5,599	2,029	1,461	(136)	(4,636)	3,436	(1,143)			6,608	(1,221)	5,387	(2,424)	4,184		
5,655	2,029	1,465	(136)	(4,732)	3,471	(1,143)			6,606	(1,221)	5,388	(2,425)	4,185		
5,712	2,029	1,469	(136)	(4,828)	3,505	(1,143)			6,610	(1,221)	5,389	(2,425)	4,185		
5,769	2,029	1,473	(136)	(4,923)	3,540	(1,143)			6,610		6,610	(2,974)	3,635		
5,827	2,029	1,477	(136)	(5,021)	3,576	(1,143)			6,608		6,608	(2,974)	3,633		
5,885	2,029	1,481	(136)	(5,122)	3,611	(1,143)			6,605		6,606	(2,973)	3,633		
5,944	2,029	1,486	(136)	(5,224)	3,648	(1,143)			6,603		6,603	(2,971)	3,632		
6,003	2,029	1,490	(136)	(5,328)	3,684	(1,143)			6,599		6,599	(2,969)	3,630		
6,063	2,029	1,494	(136)	(5,435)	3,721	(1,143)			6,593		6,593	(2,967)	3,629		
6,124	2,029	1,499	(136)	(5,544)	3,758	(1,143)			6,587		6,587	(2,964)	3,623		
6,185	2,029	1,503	(136)	(5,655)	3,796	(1,143)			6,579		6,579	(2,961)	3,618		
6,247	2,029	1,508	(136)	(5,768)	3,834	(1,143)			6,571		6,571	(2,957)	3,614		
6,309	2,029	1,513	(136)	(5,883)	3,872	(1,143)			6,561		6,561	(2,955)	3,609		
6,373	2,029	1,518	(136)	(6,001)	3,911	(1,143)			6,550		6,550	(2,948)	3,603		

		0 21		0 20		1 00		
Miles kWh	Miles kW	Miles kWh	Miles kW	Miles Nm3	Miles ts	Miles NS	Miles NS	
31,455	47 700	0	41 000	12,303	7,087	(715)	(20,437)	
46,024	76 743	5,999	25 800	19,219	10,411	(427)	(12,214)	
							10,0%	45,0%

Tasa de Rend. Mínima Atractiva	25 0%	25,0%
Valor Presente Neto	(7,220 4)	(18,283 5)
Valor Actual Equivalente	(1,812 0)	(2,580 8)
Relación Beneficio-Costo	0 78	0 89
Tasa Interna de Retorno	17 0%	12,4%
Período de Recuperación (años)	8 28	10 23

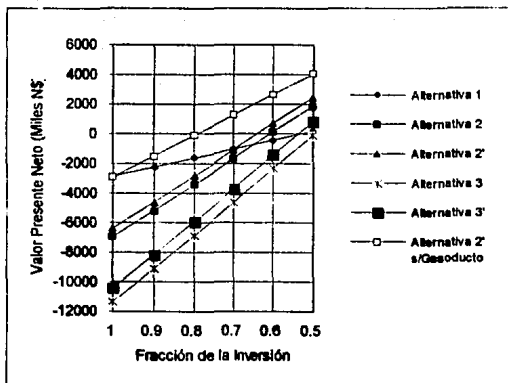


Figura 4.5.a. Valor Presente Neto contra fracción de las inversiones.

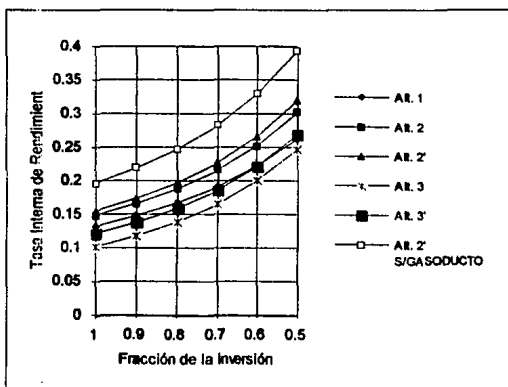


Figura 4.5.b. Tasa Interna de Rendimiento contra fracción de las inversiones.

Esto se debe al alto costo de los equipos por kW instalado, y para las alternativas de turbinas de gas, aunque se tuvieran las condiciones de abastecimiento de gas natural (para lo que no se necesitaría instalar el gasoducto), la inversión disminuye en un 21.3% para las alternativas 2 y 2' y en un 13.5% para las alternativas 3 y 3', sin alcanzar aún el punto de rentabilidad para la tasa exigida.

Por último, se toman como mejores opciones la alternativa 1, que a pesar de no ser el tipo de sistema de cogeneración para el proyecto y el que da la menor efectividad (FAC) (capítulo 3 inciso 3.3.4), es el que tiene el mayor VPN para la TREMA; y a la alternativa 2', que es la mejor situada para las alternativas de gas; con las que se hace un análisis de sensibilidad más completo, en el que se varían:

- el costo de la electricidad vendida por CFE (kW y kWh) y de excedentes.
- el costo de los combustibles (combustóleo y gas natural).
- los costos de operación y mantenimiento.
- el costo de la inversión.
- y la efectividad de los sistemas de cogeneración (FAC)

Las variaciones van del -20 al +20% sobre cada concepto, para definir cuales son los que más afectan y que tipo de sistema es más susceptible a estos cambios. Las figuras 4.6 a y b muestran los resultados.

De estas figuras se observa que el concepto que mayor impacto produce sobre los proyectos es la inversión, seguido por el costo de la electricidad; la variación en el costo de los combustibles quedó en las gráficas aislado del impacto que produce sobre el costo de la electricidad, lo que origina una variación mayor en los costos, por lo que se considera que este concepto queda en tercer sitio en cuanto a los efectos que produciría sobre los sistemas. El cambio en la efectividad de los sistemas lleva a variaciones en el consumo de combustibles, pero no afectan en gran medida a la rentabilidad; y al final se tiene una variación ligera debida a los costos de operación y mantenimiento.

La Alternativa 2' presenta mayor sensibilidad a las variaciones que la Alternativa 1, por ser ésta el tipo de sistema de cogeneración de la planta; pero aún con las variaciones en estos conceptos claves, los proyectos no son rentables, y debido a las características de la planta, la alternativa de caldera de alta presión con turbina de vapor de contrapresión se sitúa económicamente sobre las opciones de turbinas de gas.



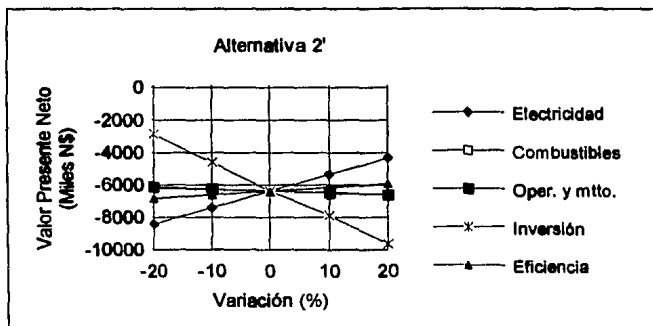
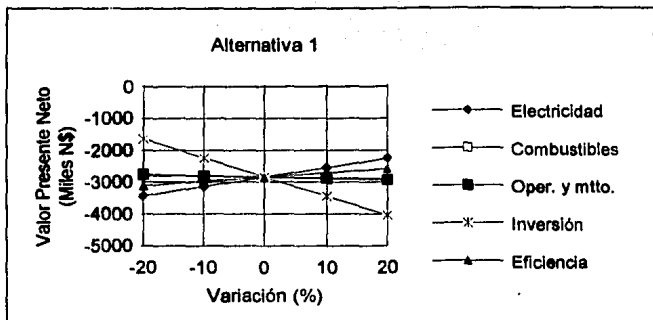
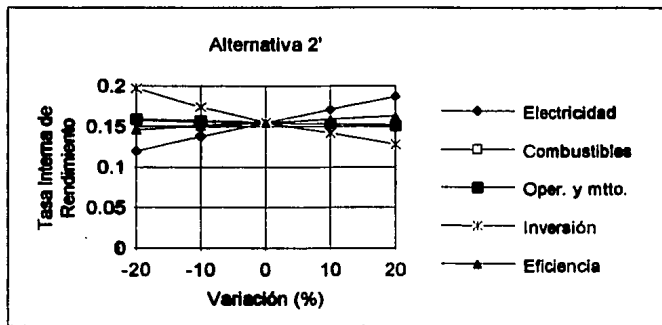
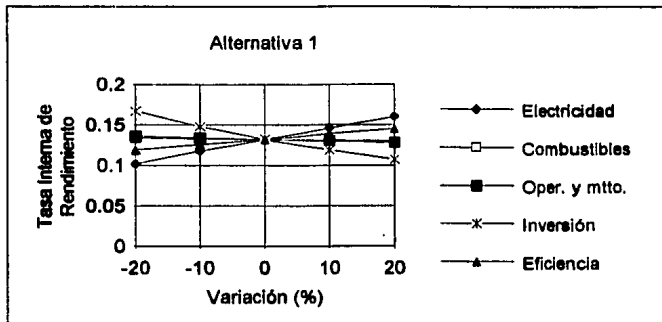


FIGURA 4.6.a. Análisis de sensibilidad de alternativas 1 y 2'. Valor Presente Neto contra variaciones.



**FIGURA 4.6.b. Análisis de sensibilidad de alternativas 1 y 2', Tasa Interna de Rendimiento contra variaciones.**

Referencias:

1. C.F.E.; COPAR 1991 (Op. Cit.); Apéndice C; p. 5 a 14.
2. COSS BU, RAUL; "Análisis de evaluación de proyectos de inversión"; LIMUSA; México 1986; p. 92 y 93.
3. A. Fukui. Manager First Over-seas Marketing Section. Mitsubishi Heavy Industries. Ref. PSE-11392. 30 Abril 1992.
4. C.F.E.; COPAR 1991 (Op. Cit.); Cap. 3; p. 2.
5. Lic. Flavio Romero Garibay. Superintendente Comercial de Gas Natural de PEMEX. Abril 1993.
6. Banco Nacional de Comercio Exterior (BANCOMEXT); "Proyectos de Ahorro y/o Cogeneración de Energía para Empresas Exportadoras. Programa de Apoyo Financiero. Reglas de Operación". México, Octubre 1991.
7. Ing. Luis Fernández González. Jefe de la Sección de la Maestría en Ingeniería Energética. DEPFI-UNAM. Noviembre 1992.
8. Ing. Michael Volk. Director Regional. Westing House Electric Company, S. A. 27 Julio 1992.
9. Ing. José Merino Tapia. Ventas. Turbinas Solar, S. A. de C. V. Ref. ME3-002. 11 Febrero 1993.
- 10 Barry M. Beyer. Manager-Business Development. European Gas Turbines, Inc. Ref. 93536-1. 2 Marzo 1993.
11. Información proporcionada por la planta papelera. Noviembre 1992.

## CONCLUSIONES.

En el presente trabajo los proyectos de los sistemas de cogeneración se hicieron con base en el consumo actual de energía de la planta, esto es, abarcando los vicios y problemas operativos que elevan este consumo.

Como se trató en la introducción, esta es una industria de alta intensidad energética, y en nuestro país con potencial para su reducción por medio de las distintas medidas.

Al realizar las acciones de ahorro de energía es necesario llevar a cabo primero aquellas que involucran al proceso en sí y posteriormente aquellas que se ven influenciadas por éste.

Para visualizar en qué áreas y en qué equipos en específico se pueden conseguir reducciones del consumo de energía, se requiere hacer un estudio energético en la planta, que da las bases para decidir las acciones a desarrollar de un programa de ahorro de energía.

Con lo anterior, los consumos energéticos disminuyen, y una vez alcanzado el óptimo se definen los parámetros a considerar en los proyectos que son paralelos al consumo de energía de la planta, como lo son los proyectos de cogeneración.

Por otro lado, se expone que técnicamente los proyectos pueden realizarse generando beneficios al reducir el consumo de combustibles, la FAC se estima del 19 al 32%, pero económicamente las ventajas que proporcionan no son atractivas para llevarlas a cabo. Esto es causa de tres factores principalmente:

1o. La inversión de solamente el equipo utilizado para los sistemas presentados es el punto económico que más afecta, esta capacidad de los equipos es baja y debido a la economía de escala su precio por kW instalado es alto (aún con esto la diferencia en precio de los dos proveedores de turbinas de gas indica que tal vez se podría conseguir una mejor cotización).

2o. Las condiciones de abastecimiento de combustibles de la planta no le favorecen para su tipo de sistema de turbina de gas, ya que es necesaria la construcción del gasoducto y ésta es muy cara; considerando como combustible alternativo al diesel los beneficios

económicos se anulan (su precio es 2.55 veces más caro por unidad de energía que el del precio del gas natural<sup>1</sup>), además que disminuye la potencia de la turbina de gas (ver inciso A1.2.2); y se descarta por otra parte, el uso de combustible que provoca una mayor reducción en la potencia y también eleva el costo de inversión de la turbina y los gastos de mantenimiento, y

3o. La ubicación geográfica de la planta con una altitud de 1800 mSNM disminuye en un 20% la potencia de las turbinas de gas y la temperatura del sitio en un 11% , debido a la disminución de la densidad del aire y por un mayor consumo de energía en el compresor, lo que aumenta el costo del equipo por kW generado.

Una solución al problema de la inversión sería considerar el uso de tecnologías en turbinas de gas más desarrolladas (como el ciclo Cheng aplicado en las turbinas requeridas, se encontró en la información recopilada la utilización de este ciclo en turbinas de 2.5 MW, para saltar después a 17, 25, 50 y 60 MW), adicionalmente se podría buscar la manera de que el costo de la construcción del gasoducto fuera financiado aunque sea en parte por PEMEX o alguna otra institución.

Como en lo particular para este proyecto, las condiciones geográficas y ambientales, así como la inversión por la instalación del gasoducto, son parámetros que no se presentan en todos los casos, por lo que se define que en general los proyectos de cogeneración en la industria son una buena solución al incremento en la demanda nacional de energía eléctrica y para la reducción del consumo de reservas de combustibles, además de ser una muy buena alternativa para resolver los problemas de costos ocasionados por el alto consumo energético de las industrias, sin embargo, no son la única respuesta y deben combinarse con diferentes medidas (como las mencionadas en la introducción) que conllevan al ahorro de energía.

1

DIESEL  
PCI = 38899 kJ/lt (COPAR)  
precio = 0.520 N\$/lt (Planta, Nov. 92)  
13.437 N\$/GJ

GAS NATURAL  
PCI = 35411 kJ/Nm<sup>3</sup> (COPAR)  
precio = 0.186 N\$/lt (Planta, Nov. 92)  
5.253 N\$/GJ

## BIBLIOGRAFIA

1. R. BALZHISER; M. SAMUELS; "Termodinámica para ingenieros"; Prentice Hall Int.; Colombia 1979.
2. V. GANAPATHY; "Waste Heat Boiler Deskbook"; Fairmont Press; U.S.A. 1991.
3. COSS BU, RAUL; "Análisis de evaluación de proyectos de inversión"; Limusa; México 1986.
4. BATHIE, WILLIAM W.; "Fundamentos de Turbinas de Gas"; Limusa; México 1987.
5. Comisión Federal de Electricidad (CFE); "Costos y Parámetros de Referencia para la formulación de Proyectos de Inversión del Sector Eléctrico - Generación" (COPAR); México 1991.
6. GUILLEN MARCO, J. ANTONIO; "Cogeneración y Gas Natural"; ENAGAS; España 1988.
7. R.P. ALLEN; R.P. TRIASSI; "G.E. Gas Turbine Performance Characteristics"; G.E. State of the Art Parts and Upgrade Seminar, México, marzo 1992; New York
8. "1991-92 Cogeneration Project Handbook"; Volumen 2; Pequot Publishing, Inc.; Conn. U.S.A.
9. Cleaver Brooks; "Manual Selmecc de Calderas"; 3a. Edición; México 1989.
10. MONEDERO DE LA V., ARTURO; RUIZ ESPARZA G., ROGELIO; FERNANDEZ G., LUIS; BUENDIA D., EDUARDO; "Apuntes del Diplomado en Cogeneración"; DEPPFI, UNAM; México 1992.
11. M.R. POLSKY; R.J. HOLLMEIER; "What is cogeneration effectiveness?"; Hydrocarbon Processing, July 1983.
12. Servicios Energéticos Profesionales S.A. de C.V. (SEPSA); "Combustión"; Programa de Capacitación para Coordinadores e Instructores del PAESE; México 1991.

## ANEXO 1. CICLOS TERMODINAMICOS

En este anexo se tratan a detalle, con base en principios termodinámicos clásicos, los siguientes aspectos: (1) del ciclo Rankine las condiciones de entrada y salida del vapor en el proceso de expansión de la turbina; (2) del ciclo Brayton cada uno de sus procesos, rendimiento global teórico y sistemas para incrementar este rendimiento; y (3) de los Recuperadores de Calor: aspectos generales de generación y un procedimiento de cálculo para evaluar la cantidad de vapor que pueden entregar.

### A1.1 CICLO RANKINE.

En sistemas de cogeneración con turbinas de vapor se utilizan por lo general las de tipo de contrapresión de extracción controlada para disponer del vapor a baja presión a su salida.

Para diseñar el sistema es útil referirse a valores recomendados de generación de vapor a alta presión de la American Society of Mechanical Engineers (ASME), y del Institute of Electrical and Electronic Engineers (IEEE), mostrados en la tabla A1.1.

PRESION (Bar)	TEMPERATURA (°C)
28.2	400
41.8	440
58.6	482
86.0	510
86.0	538

TABLA A1.1. Condiciones recomendadas de generación de vapor de alta presión (Ref. 1).

Siendo las condiciones requeridas por el proceso las que determinan a las de alta presión, por medio del siguiente procedimiento:

El vapor se expansiona como se muestra en la figura A1.1.

La presión de las calderas ( $P_1$ ) se selecciona (tabla A1.1) de acuerdo a una aproximación a la energía eléctrica que se desea generar, así como también al tipo de equipo que se quiera o

necesite instalar.

El vapor destinado a proceso lo señala el punto (2), a la salida de la turbina de contrapresión, si se considera una expansión isentrópica (adiabática y reversible) el punto (1s) marcaría sus condiciones de entrada, pero el vapor sufrirá una expansión irreversible, por lo tanto, para evitar desperdicio de energía, se toma en cuenta la eficiencia de la turbina, con sus condiciones a la entrada en el punto (1).

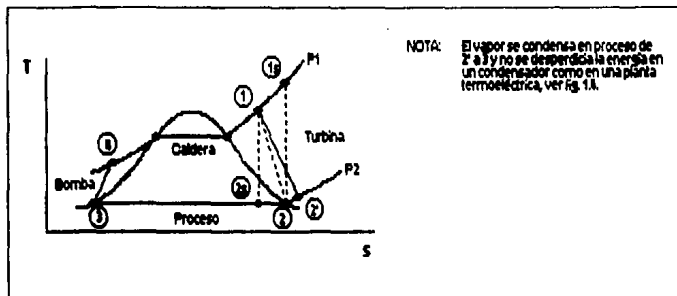


FIGURA A1.1. Diagrama T-s del ciclo Rankine de un sistema de cogeneración de turbina de vapor de contrapresión.

La eficiencia mecánica de la turbina se define como:

$$n_t = \frac{W_T}{W_C} \quad (A1.1)$$

$$n_t = \frac{h_1 - h_2}{h_{1s} - h_2}$$

$$h_1 = h_2 + n_t (h_{1s} - h_2) \quad (A1.2)$$

Donde

$n_t$ , eficiencia mecánica de la turbina (en decimales)

$W_T$ , trabajo real desarrollado por la turbina (kJ/kg)



$W_t$ . trabajo teórico desarrollado por la turbina (kJ/kg)

$h_1$ . entalpía de vapor del punto 1 (kJ/kg)

De tablas de vapor con  $P_1$  y  $h_1$  se obtienen  $s_1$  y  $T_1$ , dando las condiciones de vapor de alta presión.

La eficiencia térmica de una turbina, como se mencionó en el capítulo 1, inciso 1.4.1, pág. 18, varía de acuerdo a su capacidad y a la carga de operación, pero para el análisis expuesto ésta se toma como constante a diferentes cargas.

Las condiciones reales de salida se dan en el punto (2'), tomando la ecuación A1.1:

$$n_t = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$h_{2'} = h_1 - n_t (h_1 - h_{2s}) \quad (A1.3)$$

Ahora con  $P_2'$  y  $h_{2'}$  se obtienen  $s_{2'}$  y  $T_{2'}$ . Si estas condiciones son iguales o un poco mayores a las del punto (2), se asegura que no se desperdicia energía en forma de vapor a mayores condiciones a las necesarias; si son menores o mucho mayores a (2) se aumenta o baja la temperatura de (1) según sea el caso.

Elaborando una tabla de estados (ver tabla 3.1, pág. 64) se pueden observar claramente los datos y resultados.

El ciclo de la figura A1.1 trabajará con la secuencia (1)-(2')-(3)-(4).

La potencia que desarrollará la turbina será de:

$$P_m = m_v (h_1 - h_{2'}) \quad (A1.4)$$

$$P_e = n_x n_g P_m \quad (A1.5)$$

Donde

$P_m$ . potencia mecánica de la turbina (kW)

$P_e$ . potencia eléctrica del generador (kW)

$m_v$ . flujo másico de vapor (kg/s)

$n_r$ . eficiencia del reductor (en decimales)

$n_g$ . eficiencia del generador (en decimales)

## A1.2 CICLO BRAYTON.

Las irreversibilidades del ciclo afectan a los diagramas de la figura 1.22, de la siguiente manera:

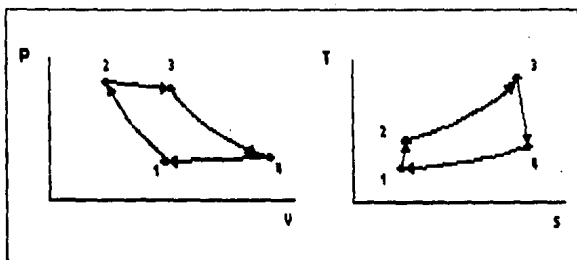


FIGURA A1.2. Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton real.

Los estados del ciclo son: (1) aire a condiciones atmosféricas, (2) aire comprimido, (3) gases de combustión y (4) gases expansionados.

Los procesos que se llevan a cabo son: (1)-(2) compresión, (2)-(3) adición de calor, (3)-(4) expansión y (4)-(1) rechazo de calor.

### A1.2.1 ANALISIS TERMODINAMICO

Las variables necesarias para analizar clásicamente el comportamiento termodinámico de la turbina son para cada estado:

P. presión (bar)

T. temperatura absoluta (K)

$C_p$ , calor específico a presión constante para el aire y gases (kJ/kg-K)

n, eficiencia de los equipos de cada proceso (en decimales), y

k, exponente adiabático de compresión del aire y gases

Se considera que (Ref. 2):

1. El aire y los gases de combustión por su naturaleza tienen distintos  $C_p$ , variables con el cambio de presión y temperatura, para simplificar se toma un  $C_p$  constante y promedio para los dos fluidos de 1.1 kJ/kg-K. Por lo tanto, la entalpía se calcula como:  $h = C_p \cdot T$ .
2. El aire y los gases de combustión son gases ideales con:  $k = 1.4$ .
3. Los procesos se toman en estado estacionario para las diferentes condiciones de análisis.
4. Las eficiencias de los equipos son constantes a diferentes cargas. En realidad éstas varían de acuerdo a la carga de operación y al mantenimiento, por ejemplo, el compresor baja su eficiencia al ensuciarse con las impurezas del aire que toma.

Con lo anterior, para cada proceso se tiene:

#### COMPRESOR

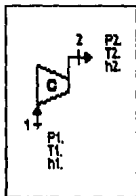


FIGURA A1.3. Compresor de aire

El trabajo teórico consumido por el compresor es de

$$w_{ct} = h_2 - h_1 = C_p (T_2s - T_1) \quad (A1.6)$$

Para un proceso isentrópico de compresión de un gas ideal

$$\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_{2s}}{T_1} \quad (\text{A1.7})$$

Siendo la relación de compresión

$$r_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{A1.8})$$

Despejando A1.7 y sustituyendo en A1.8

$$T_{2s} = T_1 r_c^{(k-1)/k} \quad (\text{A1.9})$$

Sustituyendo A1.9 en A1.8

$$W_{ct} = C_p T_1 (r_c^{(k-1)/k} - 1) \quad (\text{A1.10})$$

La eficiencia del compresor está dada por

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo teórico a suministrar}}{\text{Trabajo real suministrado}} = \frac{W_{ct}}{W_{cr}} \quad (\text{A1.11})$$

Por lo que el trabajo real a suministrar al compresor es de

$$W_{cr} = \frac{1}{\eta_c} C_p T_1 (r_c^{(k-1)/k} - 1) \quad (\text{A1.12})$$

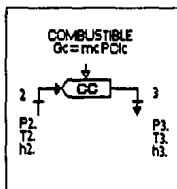


FIGURA A1.4 Cámara de combustión.

Se considera que la combustión se lleva a cabo en una turbina de gas con llama estacionaria a presión constante.

Las cámaras de combustión tienen caídas de presión pequeñas, pero que afectan la presión de entrada  $P_2$ , disminuyéndola a  $P_3$ .

$$dP_{CC} = P_2 - P_3 \quad (A1.13)$$

Por otro lado, en la transferencia de calor realizada en la cámara existen pérdidas debidas a radiación, convección y falta de homogeneidad en la mezcla aire-combustible, por lo que su rendimiento se define como

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_s} = \frac{\dot{m}_g C_p (T_3 - T_2)}{\dot{m}_c PCI_c} \quad (A1.14)$$

Donde

$\eta_{CC}$ , rendimiento de la cámara de combustión (en decimales)

$\dot{Q}_g$ , calor cedido a los gases (kW)

$\dot{Q}_s$ , calor suministrado con combustible (kW)

$\dot{m}_g$ , flujo másico de gases (kg/s)

$\dot{m}_c$ , flujo másico de combustible (kg/s)

$PCI_c$ , poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg)

## TURBINA

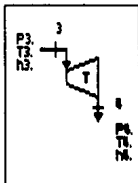


FIGURA A1.5. Turbina.

El trabajo teórico obtenido por la turbina

$$W_{tt} = h_3 - h_4 = C_p (T_3 - T_{4s}) \quad (A1.15)$$

Para un proceso isentrópico de expansión de un gas ideal

$$\left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_{4s}} \quad (A1.16)$$

Siendo la relación de expansión

$$r_t = \frac{P_3}{P_1} = \frac{P_2 - dP_{cc}}{P_1} \quad (A1.17)$$

Despejando A1.16 y sustituyendo A1.17

$$T_{4s} = \frac{1}{r_t^{(k-1)/k}} T_3 \quad (A1.18)$$

Sustituyendo A1.18 en A1.15

$$W_{tt} = C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{r_t^{(k-1)/k}} \right) \quad (A1.19)$$

La eficiencia de la turbina se define como

$$n_t = \frac{\text{Trabajo real obtenido}}{\text{Trabajo teórico a obtener}} = \frac{W_{tr}}{W_{tt}} \quad (\text{A1.20})$$

El trabajo real obtenido es de

$$W_{tr} = n_t C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)/k}} \right) \quad (\text{A1.21})$$

### TRABAJO NETO

El compresor absorbe el trabajo necesario para su funcionamiento de la turbina, por lo que el trabajo neto para impulsar la carga conectada está dado por:

$$W_n = W_{tr} - W_{cr}$$

$$W_n = n_t C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)/k}} \right) - \frac{1}{n_c} C_p T_1 (r_c^{(k-1)/k} - 1) \quad (\text{A1.22})$$

Los rendimientos típicos de los componentes de las turbinas de gas varían, tanto para los compresores como para las turbinas, del 80 al 90% (Ref. 3). Ajustando estos valores con las especificaciones de la turbina específica con que se trabaje, el modelo matemático resultante da un comportamiento bastante aproximado al real.

Las ecuaciones A1.11 y A1.20 se pueden expresar también de la siguiente manera:

$$n_c = \frac{W_{ct}}{W_{cr}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{A1.23})$$

$$n_t = \frac{W_{tt}}{W_{tr}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{A1.24})$$

Donde 2s y 4s son los puntos que definen los estados teóricos finales de la compresión y la expansión, respectivamente.

O para calores específicos constantes

$$n_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{A1.25})$$

$$n_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{A1.26})$$

Con las ecuaciones A1.25 y A1.9 se calcula la temperatura del aire después del proceso de compresión involucrando la eficiencia del compresor.

$$T_2 = \left( \frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{n_c} + 1 \right) T_1 \quad (\text{A1.27})$$

De manera similar, con las ecuaciones A1.26 y A1.18, se obtiene la temperatura de los gases a la descarga de la turbina.

$$T_4 = \left[ 1 - n_t \left( 1 - \frac{1}{r_t^{(k-1)/k}} \right) \right] T_3 \quad (\text{A1.28})$$

Las turbinas de gas trabajan con un flujo volumétrico de aire constante, por lo que el trabajo neto desarrollado, sin variar condiciones ambientales, se controla por medio de la temperatura de combustión  $T_3$ , como se muestra en la figura A1.6.

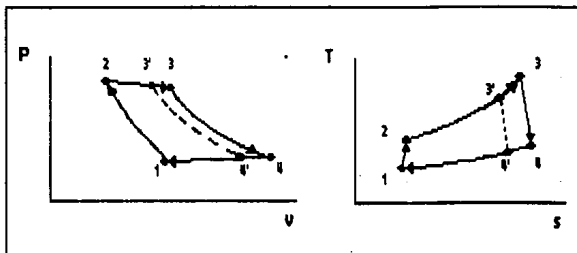


FIGURA A1.6. Diagramas de T-s y P-v del ciclo Brayton para control de la potencia entregada.



Se observa la reducción del trabajo neto al disminuir el volumen de los gases después de la cámara de combustión  $v_3$  a  $v_3'$  debido a que se les añadió una cantidad menor de calor,  $T_3'$  es menor que  $T_3$ . Regulando la cantidad de combustible que se alimenta a la cámara de combustión se controla  $T_3$ .

Las turbinas de gas se pueden caracterizar por dos parámetros significativos: la relación de compresión y la temperatura de combustión. En la ecuación A1.22 se observa lo anterior (todos los demás parámetros son fijos, o en el caso de  $r_1$  se relaciona directamente con  $r_2$ ), y la gráfica de la figura A1.7 muestra el comportamiento esperado a diferentes relaciones de compresión y temperaturas de combustión.

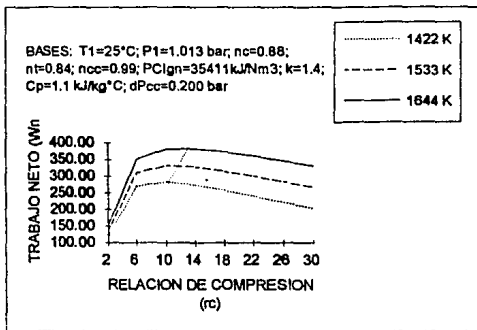


FIGURA A1.7. Curvas de trabajo neto del ciclo Brayton a diferentes relaciones de compresión y temperaturas de combustión (Ref.2).

Para desarrollar el máximo trabajo neto existe una combinación de la relación de compresión con la temperatura de combustión. La expresión para obtener el trabajo máximo se obtiene de derivar la ecuación A1.22 con respecto a la relación de compresión e igualando a cero (Ref. 4).

$$r_c^{(2k-2)} - \left( \frac{dP_{cc}}{P_1} \right) r_c^{-1} - \left( \frac{n_c}{n_t} \frac{T_3}{T_1} \right)^k = 0 \quad (\text{A1.29})$$

En esta expresión se consideran la presión del aire a la entrada al compresor y la presión de

salida de la turbina iguales, una caída de presión de la cámara de combustión y las eficiencias del compresor y la turbina.

Si la caída de presión de la cámara de combustión se considera nula, A1.29 queda:

$$\epsilon_c = \left( n_c n_t \frac{T_3}{T_1} \right)^{[k/2(k-1)]} \quad (A1.30)$$

## EFICIENCIA TERMICA CICLO BRAYTON

La eficiencia térmica del ciclo se define como:

$$n_{tr} = \frac{W_n}{Q_s} \quad (A1.31)$$

Donde

$n_{tr}$ , eficiencia térmica (en decimales)

$W_n$ , trabajo neto (kW-s/kg)

$Q_s$ , calor suministrado con combustible (kW)

Despejando la ecuación A1.14 y dejándola en base específica (ésto es sin considerar el flujo de aire que maneja la turbina, ni el flujo de combustible) para tener la misma base que en las demás ecuaciones, queda:

$$Q_s = \frac{C_p (T_3 - T_2)}{n_{cc}} \quad (A1.32)$$

Y sustituyendo A1.27

$$Q_s = C_p \left[ T_3 - T_1 \left( \frac{\epsilon_c^{(k-1)/k} - 1}{n_c} + 1 \right) \right] / n_{cc} \quad (A1.33)$$

Grificando la eficiencia térmica contra el trabajo neto de las ecuaciones A1.22 y A1.32, para diferentes relaciones de compresión y temperaturas de combustión, se visualiza el comportamiento del modelo, figura A1.8. (Se toma como bases: eficiencia del compresor de 0.84, eficiencia de la turbina de 0.88, eficiencia de la cámara de combustión de 0.99 y caída en

la cámara de combustión de 0.200 bar

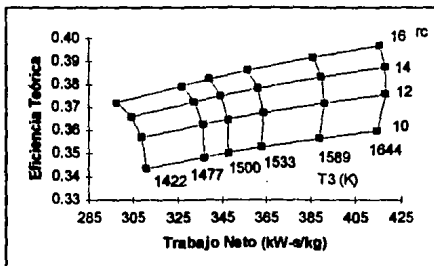


FIGURA A1.8. Rendimientos teóricos del ciclo Brayton sencillo a condiciones ISO.

De información de fabricantes de análisis del comportamiento real, la gráfica anterior queda como se muestra en la figura A1.9.

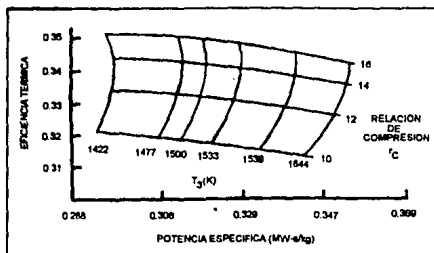


FIGURA A1.9. Rendimientos reales del ciclo Brayton sencillo (Ref. 5).

En las dos gráficas anteriores se observa un comportamiento similar; en el modelo matemático la eficiencia aumenta al aumentar la temperatura de combustión, aunque en realidad sucede lo contrario. Las diferencias son pequeñas, por lo que se utilizará el modelo considerando que tiene un rango de error pequeño.

### A1.2.2 FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO DEL CICLO BRAYTON

Como se mencionó, las turbinas de gas son máquinas volumétricas, por lo que su rendimiento se verá afectado por la densidad del aire, que varía de acuerdo a la altitud, la figura A1.10 muestra la densidad relativa del aire con respecto a la altitud sobre el nivel del mar.

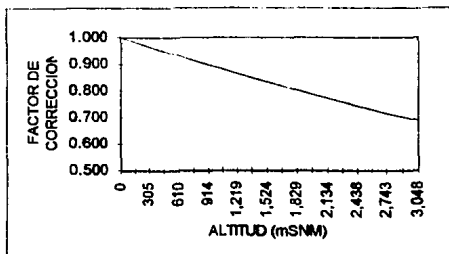


FIGURA A1.10. Densidad relativa del aire o factor de corrección de potencia de las turbinas de gas con respecto a la altitud (Ref. 6).

De la gráfica se puede observar que la potencia disminuye alrededor del 1.04% por cada 100 metros de altitud.

Otra condición ambiental que influye tanto en la densidad del aire como en el trabajo neto entregado por la turbina es la temperatura ambiente, en la ecuación A1.22 el consumo de trabajo del compresor se ve directamente afectado por la temperatura del aire a su entrada. En la gráfica de la figura A1.11, se muestra el efecto de la temperatura ambiente sobre el flujo másico de aire que maneja la turbina, así como su disminución en la potencia de diseño y su aumento en la relación de calor (heat rate).

Para controlar esta temperatura y mejorar el rendimiento, puede instalarse un sistema de enfriamiento a la entrada de aire del compresor, con un enfriador evaporativo o con un intercambiador interno, para los cuales debe controlarse la condensación o acarreo de agua, que incrementan el choque y degradan el funcionamiento de la máquina. Este tipo de equipos tienen su mayor aplicación en climas secos y calurosos.

Para evitar el deterioro de las turbinas se instalan filtros a la entrada del compresor y para

cumplir con niveles de ruido se colocan silenciadores a la salida de la turbina, además en esta última también se instalan equipos recuperadores de calor; todos estos equipos ocasionan caídas de presión que disminuyen la potencia al afectar las relaciones de compresión y expansión del ciclo. Cada 10 cm de c.a. de caída de presión en la entrada disminuyen en un 1.42% la potencia de salida y elevan la temperatura de los gases de salida 1°C; por cada 10 cm de c.a. de caída de presión a la salida se disminuye en 0.42% la potencia de salida y elevan 1°C la temperatura de salida de los gases.

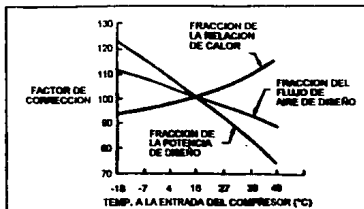


FIGURA A1.11. Efecto de la temperatura ambiente sobre la potencia de salida de turbinas de gas, flujo de aire y relación de calor (Ref. 5).

El tipo de combustible que se utilice también afecta al desempeño del ciclo, el combustible ideal es el Gas Natural, tanto por sus características físicas (es limpio, produce una mezcla aire-combustible homogénea y su PCI es alto) como por su precio, pero también se pueden utilizar otros combustibles como el Diesel y el Combustóleo (para modelos avanzados). En una turbina de gas el cambio por un combustible alternativo puede ser de manera automática, si está diseñada para esto, o por condiciones de operación, ocasionando una baja en la eficiencia comparada con el uso de gas natural del 1.0% para el diesel y del 3.2% para el combustóleo; y una disminución en la potencia entregada del 2.0% para el diesel y 15% para el combustóleo (Ref. 7).

### A1.2.3 CICLO REGENERATIVO.

Para mejorar la eficiencia de una turbina de gas de ciclo sencillo se puede recuperar parte del calor de los gases de salida por medio de un precalentador de aire instalado entre la salida del compresor y la entrada de la cámara de combustión, denominado regenerador.

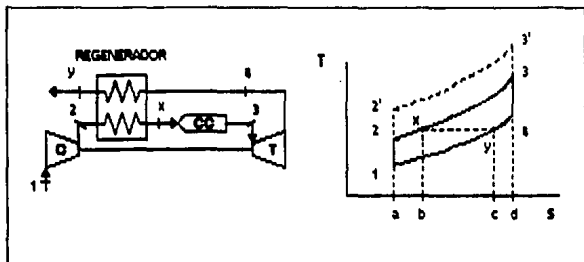


FIGURA A1.12. Diagrama del ciclo Regenerativo de turbina de gas, y diagrama T-s (Ref. 1).

El regenerador es un intercambiador de calor de contracorriente, por lo general de un paso. Con este sistema se obtiene una disminución en el consumo de combustible al elevar la temperatura del aire a la salida del compresor  $T_2$  a  $T_x$ , que de manera ideal, alcanzaría la temperatura  $T_4$ . Esto es posible siempre y cuando la relación de compresión de la turbina no llegue a elevar la temperatura del aire  $T_2$  hasta  $T_4$ , ver  $T_2'$ , ya que en este caso no podría haber intercambio de calor. El rendimiento del ciclo regenerativo ideal es (ecuación A1.31):

$$\eta_{CR} = \frac{W_n}{Q_s} = \frac{W_t - W_c}{Q_s} = \frac{C_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}{C_p (T_3 - T_x)}$$

En donde,

$\eta_{CR}$ , rendimiento del ciclo regenerativo (en decimales)

$W_n$ , trabajo neto producido (kW-s/kg)

$Q_s$ , calor suministrado (kW-s/kg)

$W_t$ , trabajo producido por la turbina (kW-s/kg)

$W_c$ , trabajo consumido por el compresor (kW-s/kg)

$T_1$ , temperatura absoluta del punto 1 (K)

$C_p$ , calor específico a presión constante gas y aire (kJ/kg-K)

Que para un regenerador ideal  $T_x = T_4$ .

$$n_{CR} = 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1 (r_c^{(k-1)/k} - 1)}{T_3 \left(1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)/k}}\right)}$$

$$n_{CR} = 1 - \frac{T_1}{T_3} r_c^{(k-1)/k} \quad (A1.34)$$

En donde

$r_c$ , relación de compresión

$k$ , exponente adiabático de compresión de gases y aire

Como comparación, el ciclo Brayton ideal tiene una eficiencia (sin contar eficiencia de equipos ni caídas de presión, en las ecuaciones A1.22, A1.31 y A1.33) de:

$$n_{BI} = 1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)/k}} \quad (A1.35)$$

Trazando una gráfica de rendimiento contra relación de compresión para ambos ciclos:

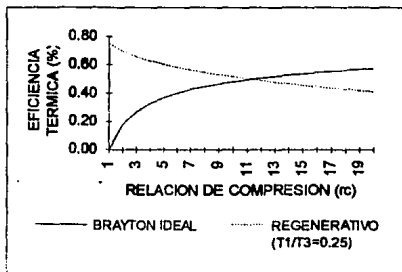


FIGURA A1.13. Eficiencias del ciclo Brayton Regenerativo Ideal y del ciclo Brayton ideal, contra relación de compresión (Ref. 1).

Al aumentar la relación de compresión se incrementa la eficiencia en el ciclo Brayton ideal, no siendo así para el ciclo regenerativo, que por el contrario disminuye debido a que las temperaturas  $T_2$  y  $T_4$  se aproximan con relaciones de compresión altas.

En un regenerador real la temperatura  $T_x$  siempre será menor a la temperatura  $T_4$ , que es el objetivo a alcanzar en el intercambio de calor, debido a que para lograr esto se requeriría una superficie de intercambio infinita. La efectividad del regenerador es el parámetro que señala que tan distante se encuentra  $T_x$  de  $T_4$  y se define por (Ref. 5):

$$EF = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \quad (A1.36)$$

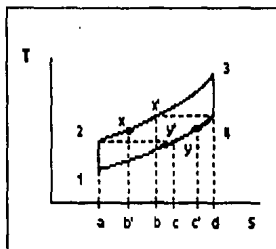


FIGURA A1.14. Diagrama T-s del regenerador real.

Los puntos  $x'$ ,  $y'$  son los del ciclo regenerativo ideal, mientras que  $x$ ,  $y$  son los del ciclo real. El área que abarcan los puntos reales en la gráfica es menor a la de los puntos ideales, indicando una menor transferencia de calor.

Una efectividad típica de regeneradores es del 85%. La reducción del consumo de combustible en el ciclo sencillo al precalentar el aire con regenerador es del 20 al 30%.



## A1.2.4 CICLO CHENG

El ciclo Cheng también es denominado como ciclo STIG (Steam Injected Gas Turbine), el cual consiste en inyectar vapor de alta presión sobrecalentado a la salida de la cámara de combustión o en la entrada de la turbina, figura A1.15; obteniendo un incremento en la eficiencia sobre el ciclo Brayton abierto sencillo de 21 a 32 puntos porcentuales (la eficiencia total del ciclo Cheng es de alrededor del 50%), se obtiene un incremento alto en la potencia de salida.

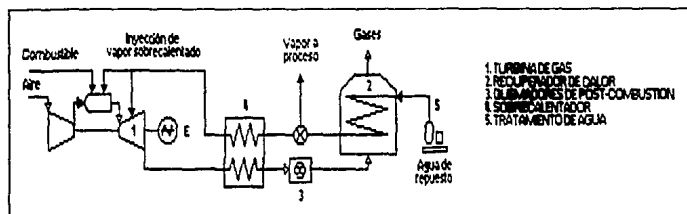


FIGURA A1.15. Diagrama de los componentes del ciclo Cheng.

El vapor se produce en un recuperador de calor que utiliza los gases de salida de la turbina y además se adiciona el calor necesario con post-combustión para producir la cantidad de vapor requerida.

El vapor puede inyectarse a partir de que la turbina se encuentra trabajando al 50% de carga en adelante.

El aumento de potencia se debe principalmente al aumento de la cantidad de flujo másico que pasa por la turbina para producir trabajo.

El vapor se inyecta en la tobera de la sección de alta presión de la cámara de combustión en donde se junta con la corriente de aire secundario. En algunas turbinas, además se inyecta también en la sección de baja presión de la turbina en los álabes de la tobera.

Con el sistema de control de inyección de vapor se obtiene una operación flexible de la demanda de vapor del proceso. Cuando el proceso varía, el vapor no utilizado puede inyectarse,

o el vapor faltante puede producirse con post-combustión. Cuando la potencia requerida disminuye, el vapor puede continuar inyectándose disminuyendo el calor de salida.

Otra ventaja del ciclo Cheng es que los niveles de  $\text{NO}_x$  son disminuidas al inyectar vapor, éste se inyecta corriente abajo de donde se lleva a cabo la combustión, para no disminuir su eficiencia y no producir inestabilidad en la flama.

El nivel de  $\text{NO}_x$  disminuye debido a que la temperatura de combustión disminuye con el vapor.

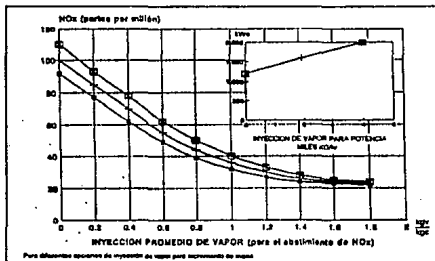


FIGURA A1.16. Inyección promedio de vapor (para disminución de  $\text{NO}_x$ ) para diferentes opciones de inyección de vapor para incremento de masa (Ref. 1).

### A1.3 RECUPERADORES DE CALOR

Para estimar la cantidad de vapor generado se realiza un balance térmico en el generador que puede realizarse por medio de dos métodos:

El primero consiste en asumir una efectividad del 85 al 87% de la combinación evaporador-sobrecalentador. En donde la efectividad es la relación de la caída de temperaturas al pasar a través del evaporador y sobrecalentador, y la caída que hubiera ocurrido si el gas que sale del evaporador se enfriara a la temperatura de saturación del vapor en el evaporador.

El segundo método considera una temperatura "óptima económica" (pinch point) de 15 a 20°C, esto es que los gases se encuentren en ese rango de temperaturas sobre la temperatura de

saturación del vapor a la presión de operación del evaporizador, a la salida de ese elemento.

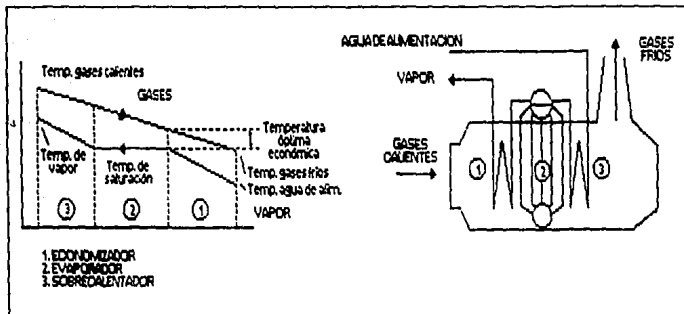


FIGURA A1.17. Comportamiento de la temperatura de los gases y el vapor a través de un recuperador de calor de un nivel de presión (Ref. 8).

La producción de vapor de un recuperador de calor de tipo RCSP, de manera aproximada, se observa en la figura A1.18.

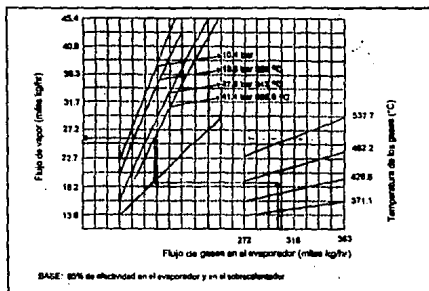


FIGURA A1.18. Producción de vapor en un recuperador de calor sin post-combustión (Ref. 1).

Para un recuperador RCCP la producción se estima en la figura siguiente, con una efectividad

del evaporador y del sobrecalentador del 85% y una temperatura de gases antes de post-combustión de 454°C.

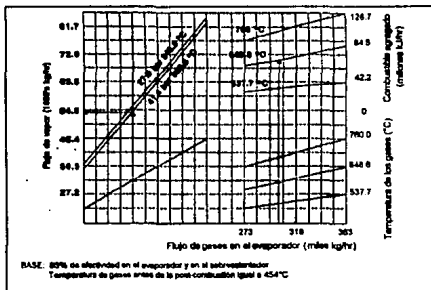


FIGURA A1.19. Producción de vapor y adición de combustible en un recuperador de calor con post-combustión (Ref. 1).

Los recuperadores de calor tendrán variaciones en el flujo y temperatura del vapor producido ocasionadas por cambios de carga en la turbina y por cambios en la temperatura ambiente, que se presentan en operación normal:

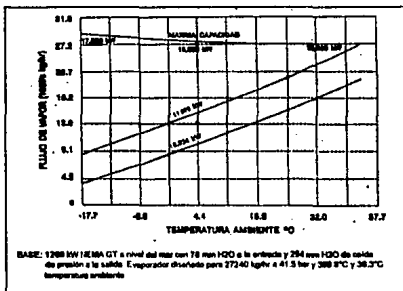


FIGURA A1.20.a. Variación de flujo de vapor al variar la carga de la turbina y temperatura ambiente (Ref. 1).

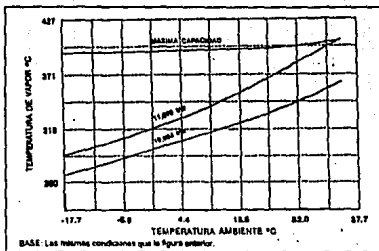


FIGURA A1.20.b. Temperatura de vapor al variar la carga de la turbina y temperatura ambiente (Ref. 1).

El flujo de aire de diseño de la turbina afectará en la cantidad de vapor producido en el recuperador; como se muestra en la figura A1.21, en donde se comparan dos turbinas de la misma potencia eléctrica y consumo de combustible, pero la turbina 1 maneja 10% más aire que la turbina 2.

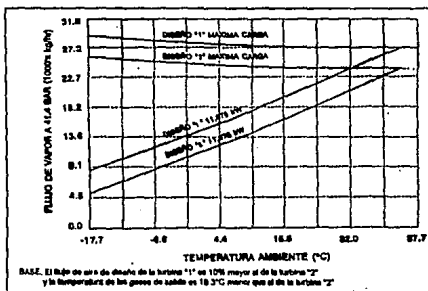


FIGURA A1.21. Producción de vapor para dos turbinas de la misma potencia eléctrica pero con diferente flujo de aire (Ref. 1).

### A1.3.1 ANALISIS DEL RECUPERADOR DE CALOR A LAS CONDICIONES PLANTA

En planta el vapor se necesita generar a 9.8 bar abs. saturado ( $179^{\circ}\text{C}$ ), necesitando un recuperador de calor de circulación natural de un nivel de presión únicamente. Para calcular la cantidad de vapor generado se tomará el segundo método de cálculo.

El perfil de temperaturas a través de las secciones del recuperador se muestra en la figura A1.22.

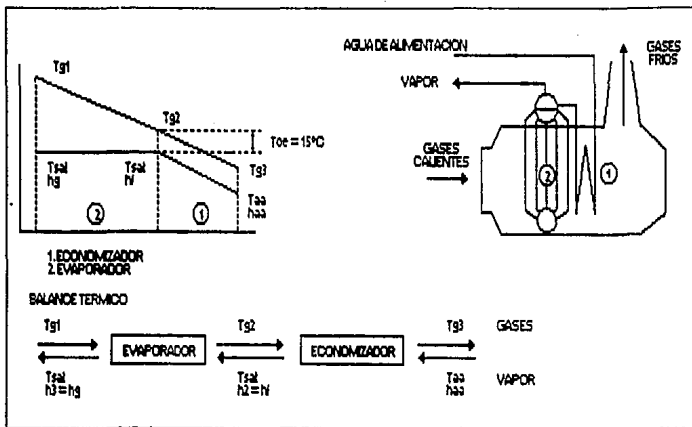


FIGURA A1.22. Diagrama del recuperador de calor requerido, perfil de temperaturas en sus diferentes secciones y diagrama de bloques para balance térmico.

La entalpía del vapor saturado requerido es de  $2775 \text{ kJ/kg}$  ( $h_3$ ), la del líquido saturado a la presión de operación de  $759 \text{ kJ/kg}$  ( $h_2$ ) (condiciones de entrada al evaporador), y el agua de alimentación se supliría a  $105^{\circ}\text{C}$ , con una presión de 18 bar abs, con una entalpía de  $440 \text{ kJ/kg}$  ( $h_1$ ).

Con el diagrama de balance térmico de la figura A1.22, las condiciones del vapor y agua, y considerando una temperatura óptima económica ( $T_{oe}$ ) de  $15^{\circ}\text{C}$ , el balance térmico es el

siguiente:

Para el evaporador se tiene:

Datos

Gases.

$$T_{g1} = T_4 \text{ (temperatura de gases de salida de la turbina)}$$

$$T_{g2} = T_{sat} + T_{oe} = 179 + 15 = 194^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1.1 \text{ kJ/kg-K}$$

Vapor.

$$T_{sat} = 179^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 759 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 2775 \text{ kJ/kg}$$

Balace

$$Q_g = Q_v$$

$$m_g C_p (T_{g1} - T_{g2}) = m_v (h_3 - h_2)$$

$$m_v = \frac{m_g C_p (T_{g1} - T_{g2})}{h_3 - h_2} \quad (\text{A1.37})$$

Donde

$m_v$ . flujo másico de vapor (kg/s)

$m_g$ . flujo másico de gases (kg/s)

$C_p$ . calor específico de los gases a presión constante (kJ/kg-°C)

$T_{g1}$ . temperatura de gases en el punto 1 (°C)

$T_{sat}$ . temperatura de saturación del vapor a la presión requerida (°C)

$T_{oe}$ . temperatura óptima económica (°C)

$h_i$ . entalpía de vapor o agua en el punto i (kJ/kg)

$Q_g$ . calor de gases (kW)

$Q_v$ . calor de vapor (kW)

Si el flujo de vapor producido es menor que el requerido ( $m_{v1}$ ) la temperatura de gases a la entrada del recuperador deberá ser de

$$T_{g1}' = \frac{m_{vz} (h_3 - h_2)}{m_g C_p} + T_{g2} \quad (A1.38)$$

Para conseguir esta temperatura se debe contar con post-combustión, y la cantidad de calor ( $Q_{pc}$ ) y combustible añadido ( $m_{cpc}$ ) es de

$$Q_{pc} = \frac{m_g C_p (T_{g1}' - T_{g1})}{\eta_{pc}} \quad (A1.39)$$

$$m_{cpc} = \frac{Q_{pc}}{PCI_{gn}} \quad (A1.40)$$

En donde

$\eta_{pc}$ , eficiencia de quemadores de post-combustión (en decimales)

$PCI_{gn}$ , poder calorífico inferior del gas natural (kJ/kg)

El flujo de gases al recuperador aumenta a

$$m_{g1}' = m_g + m_{cpc} \quad (A1.41)$$

Normalmente el flujo de combustible en post-combustión es muy pequeño comparado con el flujo de gases de salida de la turbina, por lo que sólo se tomará en cuenta en el análisis del economizador.

En el economizador se tiene:

Datos

Gases

$$T_{g2} = 194^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1.1 \text{ kJ/kg-K}$$

Agua

$$m_{aa} = m_v \text{ ó } m_{vz}$$

$$T_{sat} = 179^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 759 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{aa} = 105^\circ\text{C}$$

$$h_{aa} = 140 \text{ kJ/kg}$$



## Balance

$$Q_g = Q_a$$

$$m_g' C_p (T_{g2} - T_{g3}) = m_{aa} (h_2 - h_1)$$

$$T_{g3} = T_{g2} - \frac{m_{aa} (h_2 - h_1)}{m_g' C_p} \quad (A1.42)$$

Donde

$m_{aa}$ . flujo másico de agua de alimentación (kg/s)

$T_{aa}$ . temperatura del agua de alimentación (°C)

$h_{aa}$ . entalpía del agua de alimentación (kJ/kg)

$Q_a$ . calor suministrado al agua (kW)

La temperatura de gases de salida debe estar sobre los 93°C (capítulo 1, inciso 1.4.3, pág. 38).

El flujo de vapor requerido por el proceso (de las condiciones de operación, capítulo 2, inciso 2.4, pág. 81) es.

$$m_{vT} = \frac{P_t}{h_3 - h_1} \quad (A1.43)$$

Donde

$P_t$ . potencia térmica (kW)

Por último, cabe hacer notar que los recuperadores de calor se diseñan para capacidad máxima con la temperatura óptima económica y una temperatura "de aproximación", esta última es la diferencia entre la temperatura de saturación del evaporador y la temperatura de entrada del agua en la sección mencionada (figura A1.23).

La temperatura de aproximación asegura la estabilidad en el economizador, reduciendo la probabilidad de que se produzca vapor en esta sección cuando se trabaja a baja carga del recuperador o en los arranques. En la figura A1.24 se observa en líneas punteadas como varían las temperaturas de gases a la entrada y salida del economizador, y como aumenta la temperatura del agua a la salida del economizador para el recuperador diseñado al disminuir la cantidad de vapor generado y manteniendo las constantes las condiciones de los gases de entrada.

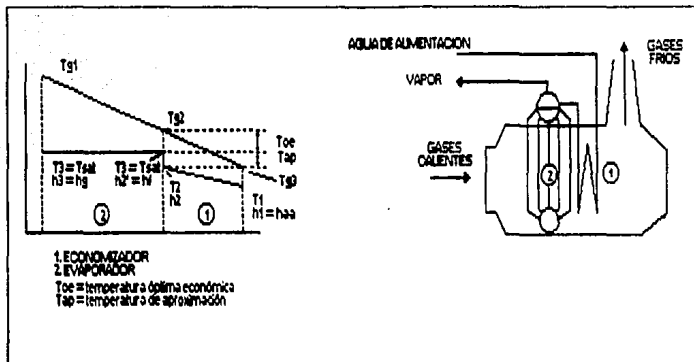


FIGURA A1.23. Perfil de temperaturas real de diseño para un recuperador como el requerido.

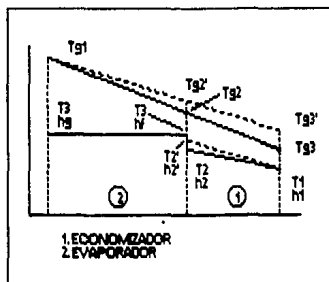


FIGURA A1.24. Variación en los perfiles de temperatura al disminuir la generación de vapor.

El rango óptimo para la temperatura de aproximación también es de 15 a 20°C, cuanto más bajo sea, mayor será la producción de vapor, pero aumentará la superficie de intercambio en el economizador, su caída de presión y el costo.

Un análisis detallado a diferentes cargas de un recuperador de calor involucra el cálculo de coeficientes de transferencia de calor en las diferentes secciones.

En el análisis expuesto se omite la temperatura de aproximación y supone que la temperatura óptima económica se mantiene constante a diferentes cargas de operación (Ref. 9).

**Referencias:**

1. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. cit.; módulo 1.
2. Ing. Rogelio Ruiz Esparza Gutiérrez.
3. R. BALZHISER; M. SAMUELS; Op. cit.; p. 314.
4. BATHIE, WILLIAM W.; "Fundamentos de Turbinas de Gas"; Limusa; México 1987; p. 115.
5. R.P. ALLEN; R.P. TRIASSI; Op. cit.
6. Constructora de Aparatos Industriales, CAISA; "Manual Eclipse"
7. C.F.E.; COPAR 1991; cap. 2; p. 8.
8. GUILLEN MARCO; Op. cit.; p. 25 a 39.
9. MONEDERO; RUIZ E.; FERNANDEZ; BUENDIA; Op. cit.; módulo 2.

## ANEXO 2.

### DATOS TERMICOS Y ELECTRICOS DE LA PLANTA EN ESTUDIO

En este anexo se desarrolla el análisis detallado del comportamiento energético de la planta en estudio.

#### A2.1 ARREGLO DEL SISTEMA TERMICO.

Para cubrir los requerimientos de energía térmica del proceso se utiliza combustóleo para el vapor y gas l.p. para el aire caliente.

El vapor se produce a 9.8 bar abs saturado (179°C), se distribuye y se utiliza en cada área a diferentes presiones:

- Planta de Reciclo a 5.4 bar abs.
- Máquina de Papel a 6.9 bar abs.
- Servicios de calderas: atomización de combustóleo 6.9 bar abs.
- Servicios de calderas: calentamiento de combustóleo y de aereador a 9.8 bar abs.

La presión se reduce por medio de válvulas, dejando al vapor en condiciones de sobrecalentamiento con la entalpía de saturación de 9.8 bar.

En la figura 2.6 se muestran las diferentes áreas y un resumen del balance del sistema térmico.

El consumo térmico en la planta, se obtiene del análisis separado de los equipos generadores y consumidores de dicho sistema, con base en las condiciones de operación de la figura 2.6, el registro de consumo de combustibles y el registro de producción de cada área.

##### A2.1.1 CALDERAS

En la instrumentación local se cuenta con medidores de flujo y totalizadores de vapor que se encuentran descalibrados, por lo que se utilizaron como aproximación en el porcentaje de participación de la producción de vapor de cada caldera, que es del 59% para la caldera 1 y el 41% de la caldera 2, en promedio para cargas distintas.

Las calderas utilizan combustóleo para generar el vapor, por lo que a partir de los datos estadísticos de su consumo se calcula la cantidad de vapor producido.

## COMBUSTOLEO

Características (Ref. 1):

Densidad = 0.987 kg/ft

$PCI_c = 42\ 502$  kJ/kg

Composición (% en peso):

C = 86.7
H = 11.4
S = 1.0
O = 0.6
N = 0.4
Cenizas = 0.02

Costo = 0.290 N\$/ft (sin IVA)

Su consumo mensual se muestra en la tabla A2.4, junto con la producción de vapor estimada de las calderas, que se deduce de la siguiente manera:

Tomando un mes como muestra, se tiene para agosto: 1 061 tfs/hr (1 047 kg/hr).

Del volumen de control sobre una caldera:

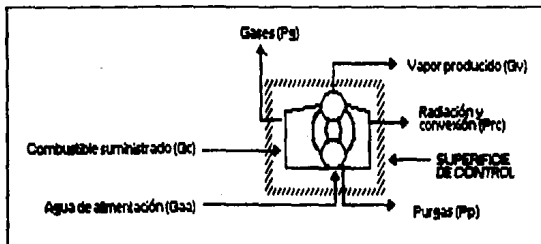


FIGURA A2.1. Volumen de control sobre una caldera.

$$Q_c = m_c PCI_c$$

$$Q_{aa} = m_{aa} h_{aa}$$

$$Q_v = m_v h_v$$

$$n_{cl} = \frac{Q'_v}{Q_c}$$

$$Q'_v = Q_v - Q_{aa} = m_v h_v - m_{aa} h_{aa} = m_v (h_v - h_{aa})$$

$$n_{cl} = \frac{m_v (h_v - h_{aa})}{m_c PCI_c} \quad (A2.1)$$

En donde, los subíndices indican los elementos

c. combustible

aa. agua de alimentación

v. vapor

Y las variables significan

$Q_i$ : calor del elemento  $i$  (kW)

$m_i$ : flujo másico del elemento  $i$  (kg/s)

$h_i$ : entalpía del elemento  $i$  (kJ/kg)

$n_{cl}$ : eficiencia de caldera (en decimales)

$PCI_c$ : poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg)

Siendo la ecuación A2.1 denominada como: evaluación de la eficiencia de una caldera por el método directo.

O también,

$$Q'_v = Q_c - \text{SUM } P_i$$

$$\text{SUM } P_i = P_g + P_{rc} + P_p$$

$$\eta_{cl} = 1 - \frac{\sum P_i}{m_c \text{ PCI}_c} = 1 - \frac{P_g + P_{rc} + P_p}{m_c \text{ PCI}_c} \quad (\text{A2.2})$$

En donde,

$\sum P_i$ , sumatoria de pérdidas (kW)

$P_g$ , pérdidas en gases

$P_{rc}$ , pérdidas por radiación y convección

$P_p$ , pérdidas por purgas

La ecuación A2.2 determina la eficiencia de una caldera por el método indirecto.

Las pérdidas mencionadas en esta última ecuación se definen como:

- Pérdidas por radiación ( $P_r$ )

Las pérdidas por radiación se refieren al desprendimiento de calor de la caldera en forma de radiación térmica, o sea, energía en tránsito debido a la temperatura de la superficie del cuerpo en estudio (en este caso las paredes de la caldera) que se transmite sin necesidad de materia y en la longitud de onda de 0.1 a 100 micrómetros ( $10^{-8}$  m). De acuerdo con la teoría de Stefan-Boltzmann, un cuerpo negro emite una cantidad de radiación térmica de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$e_b = s \cdot T^4$$

Donde,

$e_b$ , potencia emisiva de un cuerpo negro ( $W/m^2$ )

s, constante de Stefan-Boltzmann

$$5.6680 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \quad (0.1713 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{R}^4)$$

T, temperatura absoluta de la superficie del cuerpo

Para superficies no negras se tiene

$$e = E \cdot e_b$$



En donde,

e. potencia emisiva de un cuerpo no negro ( $W/m^2$ )

E. emisividad que va de 0.0 a 1.0

0.0 para un cuerpo reflector ideal

1.0 para un cuerpo negro

Para una superficie 1, con una emisividad  $E_1$ , que se encuentra totalmente encerrada por la superficie 2, y ésta es mucho mayor que aquella, la razón neta de pérdida de energía radiante de la superficie 1 se puede calcular con

$$P_r = A_1 E_1 (e_{b1} - e_{b2})$$

$$P_r = A_1 E_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (A2.3)$$

Donde,

$P_r$ . energía radiante en tránsito del cuerpo 1 al cuerpo 2 (kW)

$A_1$ . área de la superficie 1 ( $m^2$ )

$T_1, T_2$ . temperaturas absolutas de la superficie 1 y 2 (K)

Se tomaron las dimensiones de las calderas en operación (1 y 2), se dividieron por zonas y se tomaron en cada una tres lecturas de temperatura de pared, con el promedio de temperatura de cada zona, que para la caldera 1 varío de 44 a 80°C y para la caldera 2 de 54 a 94°C, su área y considerando un emisividad de 0.90 (cuyo rango para pinturas de calderas va de 0.80 a 0.93 (Ref. 2)) y con la ecuación A2.3 se obtuvieron las pérdidas por radiación, ver tabla A2.1.

- Pérdidas por convección ( $P_c$ )

Las pérdidas por convección se definen como la energía en tránsito o desprendimiento de calor de la superficie de un cuerpo (en este caso la caldera) al medio ambiente, debido a la combinación de transferencia de calor al aire por conducción (debido a la diferencia de temperaturas de dos cuerpos en contacto directo, el aire y la pared de la caldera) y al movimiento de fluidos ocasionado en el aire por la variación de su densidad al calentarse.

El aire en contacto directo con la pared de la caldera se calienta en el transcurso del tiempo por conducción, con lo que disminuye su densidad, que provoca una fuerza de flotación del

aire caliente, éste se eleva y se reemplaza con una cantidad de aire más frío sobre la superficie de la pared, repitiéndose continuamente este proceso. A este fenómeno se le denomina convección natural o libre. Si por medio de algún mecanismo artificial o natural (como un ventilador o el viento) se provoca el movimiento del fluido, se tiene convección forzada, que aumenta la razón de transferencia de calor.

Se utiliza la siguiente ecuación para determinar la razón de intercambio de calor por convección:

$$P_c = h A (T_p - T_{amb})$$

Donde

$P_c$ , desprendimiento de calor por convección (kW)

$h$ , coeficiente convectivo de transferencia de calor; para aire en convección natural éste valor varía de 5 a 10  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  (Ref. 2), dependiendo de la posición del área expuesta al medio.

$T_p$ ,  $T_{amb}$ , temperatura de pared y ambiente ( $^\circ C$ )

$A$ , área del cuerpo ( $m^2$ )

Con los mismos datos de áreas y temperaturas de cada caldera que en las pérdidas por radiación, con valores de  $h$  de: 10  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  para superficies planas y cilíndricas verticales, 15  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  para superficies horizontales con su cara expuesta hacia arriba y 12.5  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  para superficies cilíndricas con su cara expuesta hacia arriba, y con la ecuación A2.4, se calcularon las pérdidas térmicas por convección, ver tabla A2.1.

#### - Pérdidas por purgas ( $P_p$ )

En calderas, para evitar incrustaciones en las paredes de los tubos y de los domos del lado del agua y vapor, es necesario tratar el agua antes de introducirla, en la planta esto se hace por medio de un sistema de desmineralización de agua con resina de antracita, y del control del contenido de sólidos en el agua del domo, con purgas intermitentes y continuas combinadas, controladas por un análisis químico del agua que determina la cantidad de sólidos que contiene. Las purgas en calderas de gran capacidad (30 ton/hr en adelante) son continuas, y en las de mediana (20 ton/hr) y pequeña (10 ton/hr) capacidad, intermitentes, o una combinación de ambas.

El eliminar agua en estado de saturación a la presión de trabajo del domo de la caldera representa una pérdida térmica que es cubierta por el combustible, cuantificándose por:

$$P_p = m_p (h_{fv} - h_{aa})$$

En donde,

$P_p$ . pérdidas de calor por purgas (kW)

$m_p$ . flujo másico de purga (kg/s)

$h_{fv}$ . entalpía de líquido saturado a la presión de saturación de la caldera (kJ/kg)

$h_{aa}$ . entalpía del agua de alimentación (kJ/kg)

- Pérdidas por gases ( $P_g$ )

El combustible suministrado a la caldera se atomiza con vapor en los quemadores, para obtener una mezcla aire-combustible lo más homogénea posible. La mezcla se quema en el hogar produciendo gases a alta temperatura, éstos pasan a través de la zona de intercambio de calor con el agua, en donde ésta absorbe el calor de los gases, tomando la energía para transformarse en vapor a las condiciones requeridas.

Mientras más fríos salgan los gases de la zona de intercambio de calor, se tiene una mayor efectividad de dicha zona y un menor consumo de combustible. La temperatura óptima de salida de esta zona de los gases es de 80°C por encima de la temperatura del vapor producido (Ref. 3), valor difícil de alcanzar pero se considera como un punto de control; en la planta el vapor se produce a 9.8 bar saturado (179°C), esto es, con 250°C de temperatura de gases como óptimo recomendado. De ser mucho mayor la temperatura real de salida de gases se deben limpiar los tubos de intercambio de calor de la caldera, tanto del lado de los gases como del lado del agua, para eliminar incrustaciones de hollín y/o sales.

La combustión es la combinación rápida de tres elementos: comburente (oxígeno), combustible (en este caso combustible) y temperatura de ignición.

El oxígeno procede del aire, cuya composición en volumen es de 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno (que engloba cantidades menores de otros gases inertes).

Los combustibles tienen una composición elemental de: carbono, hidrógeno y azufre como

elementos realmente combustibles, además de otros como: oxígeno, nitrógeno, vanadio, níquel, sodio, etc.

Las reacciones de la combustión completa son:



Cuando la mezcla aire-combustible está excedida de aire, la mezcla es pobre y la combustión es oxidante. Si por el contrario, hay menos aire del necesario, la mezcla es rica y la combustión es reductora. Si la mezcla se encuentra en la relación correcta y de manera homogénea, se realiza una combustión estequiométrica o completa, la cual sólo se produce bajo condiciones controladas de laboratorio.

La cantidad de aire estequiométrico para un combustible líquido se obtiene de la ecuación (Ref. 1):

$$A_e = 8.89 \left[ W_C + 3 \left( W_H - \frac{W_S - W_O}{8} \right) \right]$$

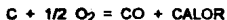
En donde,

$A_e$ , cantidad de aire estequiométrico ( $Nm^3/kg$ )

$W_C$ ,  $W_H$ ,  $W_O$ ,  $W_S$ , contenido en peso en decimales de: carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre

Para el combustible de planta se tiene:  $A_e = 10.761 Nm^3/kg_{comb}$ . Además, esta ecuación contempla al aire en condiciones estándar (1.013 bar, 0°C, seco) con una densidad de 1.295  $kg/m^3$ , por lo que el aire estequiométrico es de:  $A_e = 13.93 kg_{aire}/kg_{comb}$ .

Si la mezcla es rica o no es homogénea, se produce monóxido de carbono por combustión incompleta, cuya reacción es:



Además de tener elementos del primer miembro de las ecuaciones de la combustión completa entre los productos de la reacción, ocasionando pérdidas de combustible y calor.

Para lograr en la caldera una combustión lo más cercana a la estequiométrica, se suministra una cantidad mayor de aire que la estequiométrica, denominada exceso de aire.

$$EA = \frac{A_r}{A_e} - 1$$

Donde,

EA, exceso de aire (en decimales)

$A_r$ , cantidad de aire real ( $\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{comb}}$ )

El exceso de aire no debe ser muy alto, debido a que se originan pérdidas térmicas, principalmente por el acarreo de nitrógeno que no se combustiona pero sí absorbe calor.

Realizando un balance estequiométrico de la combustión a partir de la composición del combustible y con una tabla de mezcla estequiométrica (Ref. 4), se obtiene la composición de los gases de combustión estequiométrica:

$\text{CO}_2$	0.1304 en volumen
$\text{H}_2\text{O}$	0.0413 en volumen
$\text{N}_2$	0.8274 en volumen
$\text{SO}_2$	0.0009 en volumen

Con el contenido de oxígeno en volumen de los gases a la salida del hogar de la chimenea, se deduce la composición real de los gases, y la fracción de exceso de aire se calcula (Ref. 1) por:

$$EA = \frac{O_2}{0.266 N_2 - O_2}$$

En donde,

$O_2$ , contenido en volumen en decimales de oxígeno en los gases de combustión

$N_2$ , contenido en volumen en decimales de nitrógeno en los gases de combustión

El contenido en oxígeno en volumen en los gases de salida debe ser del 5% para combustible y del 2% para gas l.p. (Ref. 3) asegurando un exceso de aire del 20 al 30%.

El flujo de aire real y de gases se tiene

$$m_a = A_r = (1 + AE) A_e$$

$$m_g = m_a + 1$$

En donde,

$m_g$ . flujo másico de gases (kg/kg<sub>comb</sub>)

$m_a$ . flujo másico de aire (kg/kg<sub>comb</sub>)

Y las pérdidas térmicas se cuantifican por:

$$P_g = (m_g h_g - m_a h_a) m_c = m_c m_g (h_g - h_a) \quad (A2.6)$$

Donde,

$P_g$ . pérdidas por gases (kW)

$m_c$ . flujo másico de combustible (kg/s)

$h_g$ . entalpía de los gases (kJ/kg)

$h_a$ . entalpía del aire (kJ/kg)

Con los datos obtenidos en recorridos se tienen las pérdidas de la tabla A2.1.

Debido a que no se tiene el flujo de combustible para cada caldera, del total se deduce el flujo individual como sigue:

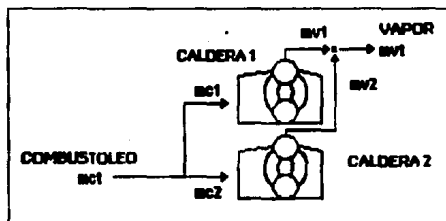


FIGURA A2.2. Diagrama de alimentación de combustible y producción de vapor de las calderas.

CALDERA			1	2
<b>RADIACION Y CONVECCION</b>				
Pérdidas rad.	$P_r$	kJ/hr	44882	48112
Pérdidas conv.	$P_c$	kJ/hr	80186	83780
<b>PURGAS</b>				
Flujo	$m_p$	kg/hr	39	250.5
Entalpía salida	$h_r$	kJ/kg	758.7	758.7
Entalpía entrada	$h_g$	kJ/kg	440.2	440.2
Pérdidas purgas	$P_p$	kJ/hr	12421.8	79784.28
<b>GASES</b>				
Temperatura gases	$T_g$	C	333	327
Composición (% Vol)				
	$O_2$	%	4.8	13.8
	$CO_2$	%	12.42	5.38
	$N_2$	%	82.98	80.82
Exceso de aire	EA	%	26.7	185
Flujo aire	$m_a$	kg/kg <sub>c</sub>	17.65	39.89
Entalpía de gases	$h_g$	kJ/kg	343.3	336.6
Aire atmosférico				
Presión	P	bar	0.85	0.85
Temperatura amb.	$T_a$	C	20	20
Composición (% Vol)				
	$O_2$	%	21	21
	$N_2$	%	79	79
Entalpía del aire	$h_a$	kJ/kg	20.04	20.04
Pérdidas gases	$P_g$	kJ/kg <sub>c</sub>	6047.9	12900.8

TABLA A2.1. Pérdidas por radiación, convección, purgas y gases.

$$m_{vt} = m_{v1} + m_{v2}$$

$$m_{vt} = \frac{n_{g1} m_{c1} PCI_c}{dh}$$

$$m_{v1} = \frac{n_{c11} m_{c1} PCI_c}{dh}$$

$$m_{v2} = \frac{n_{c12} m_{c2} PCI_c}{dh}$$

Combinando las ecuaciones anteriores

$$n_{gl} = \frac{n_{c11} m_{c1} + n_{c12} m_{c2}}{m_{ct}}$$

También se tiene que

$$\frac{m_{v1}}{m_{vt}} + \frac{m_{v2}}{m_{vt}} = \%v_1 + \%v_2 = 1$$

$$m_{ct} = m_{c1} + m_{c2}$$

Relacionando las últimas dos ecuaciones con la anterior,

$$\frac{m_{c1}}{m_{ct}} = \frac{\%v_1 n_{c12}}{\%v_2 n_{c11} + \%v_1 n_{c12}} \quad (A2.7)$$

En donde,

$m_{vt}$ ,  $m_{v1}$ ,  $m_{v2}$ : flujo másico de vapor total, caldera 1 y caldera 2 (kg/hr)

$n_{gl}$ ,  $n_{c11}$ ,  $n_{c12}$ : eficiencia global, de caldera 1 y de caldera 2 (en decimales)

$m_{ct}$ ,  $m_{c1}$ ,  $m_{c2}$ : flujo másico de combustible total, caldera 1 y caldera 2 (kg/hr)

$PCI_c$ : poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg)

$dh$ : salto entálpico del agua de alimentación al vapor saturado (kJ/kg)

$$dh = h_v - h_{sa}$$

$\%v_1$ ,  $\%v_2$ : porcentaje de participación de generación de vapor de calderas 1 y 2 (en decimales)

La ecuación A2.7 cuantifica el combustible consumido por la caldera 1, como se ve, requiere de  $\%v_1$  y  $\%v_2$ , consideradas al principio del inciso (0.59 y 0.41 respectivamente), y de la eficiencia de las calderas que inicialmente se obtienen considerando únicamente las pérdidas en gases:

$$n_{c1g} = 1 - \frac{m_c P_g}{n_c PCI_c} = 1 - \frac{P_g}{PCI_c}$$



CALDERA			1	2
Pérdidas en gases	$P_g$	$\text{kJ/kg}_c$	6047.9	12900.8
Eficiencia por gases	$\eta_{cg}$	%	85.77	69.65
Flujo combustíco	$m_c$	$\text{kg/hr}$	564.6	483.7
	$v_c$	$\text{lit/hr}$	572	489.5
Porcentaje de comb.	%C	%	53.9	46.1

TABLA A2.2. Eficiencia de las calderas considerando únicamente pérdidas en gases.

Una vez definido el consumo de combustible promedio, sus pérdidas totales se calculan por el método indirecto (ecuación A2.2), y por el método directo (ecuación A2.1) se calcula la producción de vapor:

CALDERA		1		2	
		( $\text{kJ/hr}$ )	(%)	( $\text{kJ/hr}$ )	(%)
Pérd. rad. y conv.	$P_{rc}$	135177.1	0.56	126892.4	0.63
Pérd. purgas	$P_p$	12421.3	0.05	78784.3	0.39
Pérd. gases	$P_g$	3414644.3	14.23	6232376.5	30.35
Total pérdidas	SUM $P_i$	3562242.9	14.84	6441053.2	31.37
Energía comb.	$m_c PCI_c$	23998629.2		20532716	
Energía útil		20434386.3		14091663	
Eficiencia total	$\eta_{ct}$		85.18		68.63
		( $\text{kg/hr}$ )		( $\text{kg/hr}$ )	
Participación	$m_v$	8751	59	6035	41
Eficiencia global	$\eta_{gl}$				77.54

TABLA A2.3. Eficiencia de calderas.

La eficiencia global resultante es la promedio en las condiciones de operación del mes tomado como muestra, este valor se puede extrapolar a los demás meses para aproximar la producción de vapor, cuyos valores se muestran en la tabla A2.4.

MES	DIAS POR MES	CONSUMO DE COMB kts	PROD. DE VAPOR ton	PROD. PROM. DE VAPOR ton/hr
Ene	31	865126	12052	16.198
Feb	29	763756	10639	15.287
Mar	31	823650	11474	15.422
Abr	30	707034	9849	13.680
May	31	794131	11063	14.669
Jun	30	754595	10512	14.600
Jul	31	725935	10113	13.592
Ago	31	789748	11002	14.787
Sep	30	711909	9917	13.774
Oct	31	725673	10109	13.587
Prom. En-My		790739	11015	15.091
Prom. Jn-Oc		741572	10330	14.068

TABLA A2.4. Producción de vapor en planta a partir del consumo de combustible.

#### A2.1.2 PLANTA DE RECICLO

La forma de operación de esta área se lleva a cabo por cargas, realizando un balance térmico para cada una sus necesidades de vapor se definen.

Como se mencionó en el capítulo 2, inciso 2.1.2, se necesita agua caliente en el molino helicoidal, esta agua se obtiene de mezclar agua limpia con vapor en el tanque aislado, controlándolo automáticamente para mantenerla a las condiciones requeridas. Su diagrama y sus condiciones se muestran en la figura A2.3.

El flujo de agua para diluir la carga es de

$$m_p = 3\ 100\ \text{kg/carga}$$

$$c = 0.15$$

$$m_a = \frac{m_p}{c} = \frac{3\ 100}{0.15} = 17\ 566\ \text{kg/carga}$$

En donde,

$m_p$ . flujo másico de papel de reciclo (kg/carga)

c. concentración (en decimales)

$m_a$ . flujo másico de agua (kg/carga)

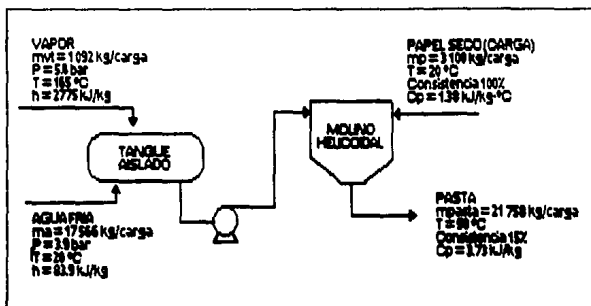


FIGURA A2.3. Planta de reciclo: molino helicoidal y tanque aislado.

El vapor para calentar el agua fría es de

$$m_{vt} + m_a = m_{ac}$$

$$m_{vt} h_v + m_a h_{af} = m_{ac} h_{ac}$$

$$m_{vt} = \frac{m_{ac} (h_{ac} - h_{af})}{h_v - h_{af}} = \frac{17.566 (251.2 - 83.9)}{2775.5 - 83.9} = 1.092 \text{ kg/carga}$$

Donde,

$m_{vt}$ . flujo másico de vapor al tanque (kg/carga)

$m_a$ . flujo másico de agua fría (kg/carga)

$m_{ac}$ . flujo másico de agua caliente (kg/carga)

$h_v$ . entalpía del vapor (kJ/kg)

$h_{af}$ . entalpía del agua fría (kJ/kg)

$h_{ac}$ . entalpía del agua caliente (kJ/kg)

En el dispersor se utiliza vapor, teniendo las siguientes condiciones de operación (figura A2.4)

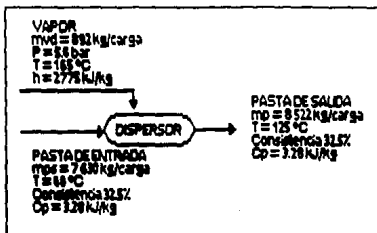


FIGURA A2.4. Planta de reciclaje: dispersor.

De datos de operación de la planta de reciclaje, se tiene una eficiencia de conversión promedio del 80% en total, la cual se tomará como base para el flujo de pasta que pasa por el dispersor debido a que se encuentra en los últimos pesos de la planta de reciclaje.

$$m_{pd} = 0.80 m_p = 0.80 \cdot 3\,100 = 2\,480 \text{ kg/carga}$$

$$m_{ps} = \frac{m_{pd}}{c} = \frac{2\,480}{0.325} = 7\,630 \text{ kg/carga}$$

Donde,

$m_{pd}$ . flujo másico de papel que trabaja el dispersor (kg/carga)

$m_p$ . flujo másico de papel inicial (kg/carga)

$c$ . concentración (en decimales)

$m_{ps}$ . flujo másico de pasta (kg/carga)

El vapor que necesita el dispersor

$$m_{ps} + m_{vd} = m_{pd}$$

$$m_{ps} C_{pps} T_{ps} + m_{vd} h_v = m_{pd} C_{ppd} T_{pd}$$

$$m_{vd} = \frac{m_{ps} C_{pps} (T_{pd} - T_{ps})}{h_v - C_{ppd} T_{pd}} = \frac{7630 (3.28) (125 - 40)}{2775.5 - 3.28 (125)} = 892 \text{ kg/carga}$$

Donde los subíndices indican,  
 ps. pasta de entrada al dispersor  
 pd. pasta de salida del dispersor  
 v. vapor  
 vd. vapor al dispersor

Y las variables,

$m_i$ . flujo másico de  $i$  (kg/carga)

$h_i$ . entalpía de  $i$  (kJ/kg)

$C_{pi}$ . calor específico a presión constante de  $i$  (kJ/kg-°C) (ver pág. 179)

El consumo total de vapor de la planta de reciclo ( $m_{vT}$ ) por carga es de:

$$m_{vT} = m_{vT} + m_{vd} = 1\,092 + 892 = 1\,984 \text{ kg/carga}$$

Cada carga tiene un tiempo de preparación aproximado de 30 a 45 minutos. Para establecer un máximo de flujo de vapor necesario se tomará en cuenta el menor tiempo de carga:

$$m_{vmax} = \frac{m_{vT}}{t_{\min}} = \frac{1\,984 \text{ kg/carga}}{0.5 \text{ hr/carga}} = 3\,968 \text{ kgv/hr}$$

El consumo específico de vapor de esta área es de:

$$m_{vT} = 1\,984 \text{ kg/carga}$$

$$m_T = 3\,100 \cdot 0.80 = 2\,480 \text{ kg}_T/\text{carga}$$

$$C_{vT} = \frac{m_{vT}}{m_T} = \frac{1\,984}{2\,480} = 0.80 \text{ kgv/kg}_T$$

En donde,

$m_T$ . flujo másico de reciclo (kgreciclo/carga, kg<sub>T</sub>/carga)

$C_{vT}$ . consumo específico de vapor (kgvapor/kgreciclo, kgv/kg<sub>T</sub>)

Con los datos estadísticos de la producción mensual de reciclo se obtiene la cantidad de vapor

utilizada por esta área

MES	DIAS POR MES	PROD. DE RECICLO ton	CONS. DE VAPOR PR ton	CONS. PROM. DE VAPOR ton/hr
Ene	31	1169	935	1.257
Feb	29	1148	918	1.320
Mar	31	1314	1051	1.413
Abr	30	760	808	0.844
May	31	1119	895	1.203
Jun	30	983	798	1.092
Jul	31	1108	886	1.191
Ago	31	1284	1027	1.381
Sep	30	1023	818	1.137
Oct	31	1221	977	1.313
Prom. En-My		1102	882	1.207
Prom. Jn-Oc		1124	899	1.223

TABLA A2.5. Consumo mensual de vapor en la planta de reciclo.

### A2.1.3 MAQUINA DE PAPEL

El mayor consumo de vapor de la planta lo realiza las secciones de secado de la máquina de papel, en donde se evapora el agua que lleva la hoja.

En la figura A2.5 se muestra el esquema y condiciones de operación de las secciones de secado.

Llevando a cabo un balance térmico se tiene:

#### 1. Necesidades térmicas de evaporación del agua que lleva la hoja.

El calor a suministrar a los secadores realiza las siguientes acciones:

- A. Eleva la temperatura del papel a la salida
- B. Evapora el agua contenida en el papel

Como se muestra en la figura A2.6.

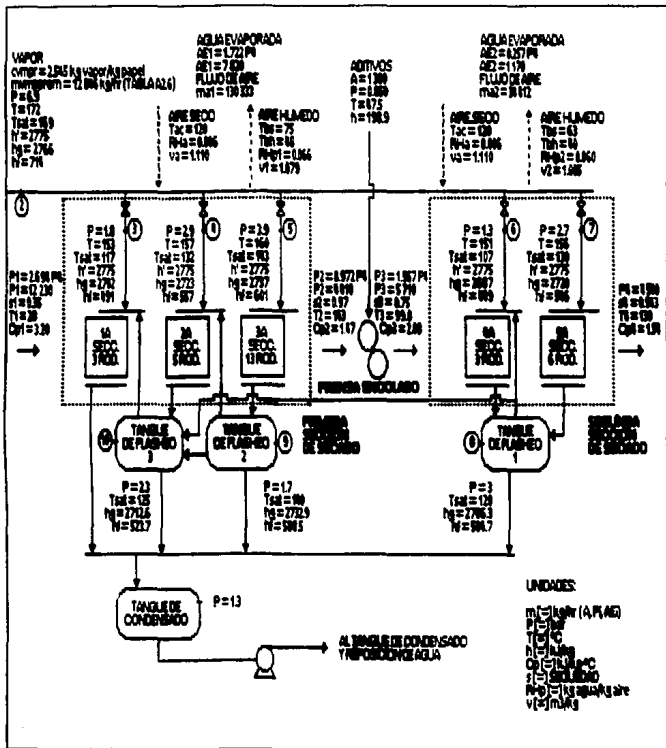


FIGURA A2.5. Condiciones de operación de las secciones de secado.

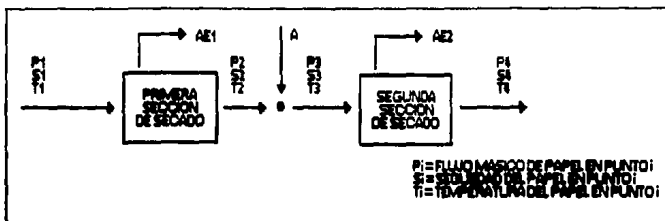


FIGURA A2.6. Necesidades térmicas de secciones de secado de máquina de papel.

Donde

$P_i$ : flujo másico de papel húmedo en el punto  $i$  (kg/hr)

$A$ : flujo másico de agua de encolante (kg/hr)

$AE_i$ : flujo másico de agua evaporada de la sección de secado  $i$  (kg/hr)

$T_i$ : temperatura del papel húmedo en el punto  $i$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$s_i$ : fracción de papel seco (sequedad) en el punto  $i$  (en decimales)

$$P_1 s_1 = P_2 s_2 = P_3 s_3 = P_4 s_4$$

$$AE_1 = P_1 - P_2$$

$$AE_2 = P_3 - P_4$$

$$A = P_3 - P_2$$

Combinando la igualdad de la primer ecuación con las demás

$$AE_1 = \frac{s_2 - s_1}{s_1} \left( \frac{s_4}{s_2} \right) P_4$$

$$AE_2 = \frac{s_4 - s_3}{s_3} P_4$$



$$A = \frac{s_2 - s_3}{s_2 s_3} s_4 P_4 = P_3 - P_2$$

La cantidad de papel producida  $P_4$ , varía en la operación por lo que se tomará un promedio de datos para cuantificarlo y posteriormente se hará su generalización en función de esta variable.

$$P_4 = 5.6 \text{ Ton/hr (medido, papel de } 75 \text{ grs/m}^2\text{)}$$

$$P_4 = 4.54 \text{ Ton/hr (promedio de junio a octubre)}$$

$$P_1 = (s_4/s_1) P_4 = (0.943/0.35) 4.54 = 12.23 \text{ T/h}$$

$$P_2 = (s_4/s_2) P_4 = (0.943/0.97) 4.54 = 4.41 \text{ T/h}$$

$$P_3 = (s_4/s_3) P_4 = (0.943/0.75) 4.54 = 5.71 \text{ T/h}$$

$$A = P_3 - P_2 = 1.30 \text{ T/h}$$

$$AE_1 = \frac{0.97 - 0.35}{0.35} \left( \frac{0.943}{0.97} \right) 4.54 = 7.82 \text{ T/h}$$

$$AE_2 = \frac{0.943 - 0.75}{0.75} 4.54 = 1.17 \text{ T/h}$$

Se necesitará la siguiente cantidad de calor para los procesos A y B arriba descritos.

$$Q_{a1} = P_1 C_{p1} dT_1 \quad (A2.8)$$

$$Q_{b1} = AE_1 dh_1 \quad (A2.9)$$

$$Q_{v1} = Q_a + Q_b$$

En donde,

$Q_{a1}$ , calor para elevar la temperatura de la hoja en la sección 1 (kJ/hr)

$Q_{b1}$ , calor para evaporar el agua de la hoja en la sección 1 (kJ/hr)

$P_1$ , flujo másico de papel húmedo a la salida del secador 1 (kg/hr)

$C_{pl}$ . calor específico constante del papel húmedo a la salida del secador i (kJ/kg-°C)  
 $dT_i$ . diferencia de temperaturas a la entrada y a la salida del secador i (°C)  
 $dh_i$ . salto entálpico para evaporar el agua contenida en la hoja del secador i (kJ/kg)  
 $Q_{vi}$ . calor total requerido por la sección del secador i (kJ/hr)

**A. Condiciones para elevar la temperatura de la hoja.**

El  $C_p$  del papel húmedo varía de acuerdo a la cantidad de agua que contenga. Se requieren únicamente las condiciones de humedad de salida de las secciones de secado, pues es la cantidad total de papel húmedo a calentar de las condiciones de entrada hasta las mayor temperatura en los rodillos secadores.

$$C_{p2} = s_2 C_{pp} + (1-s_2) C_{pa} = 0.97(1.38) + 0.03(4.19) = 1.47 \text{ kJ/kg-}^\circ\text{C}$$

$$C_{p3} = s_3 C_{pp} + (1-s_3) C_{pa} = 0.75(1.38) + 0.25(4.19) = 2.08 \text{ kJ/kg-}^\circ\text{C}$$

$$C_{p4} = s_4 C_{pp} + (1-s_4) C_{pa} = 0.943(1.38) + 0.057(4.19) = 1.54 \text{ kJ/kg-}^\circ\text{C}$$

Donde,

$C_{pp}$ . calor específico a presión constante del papel ( 1.38 kJ/kg-°C )

$C_{pa}$ . calor específico a presión constante del agua ( 4.19 kJ/kg-°C )

Las temperaturas de la hoja a la entrada y salida de los secadores son de:

$$T_1 = 28^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_{3s} = 143^\circ\text{C}$$

$$T_4 = T_{5s} = 130^\circ\text{C}$$

En donde,

$T_{3s}$ . temperatura de vapor saturado en la tercera sección de rodillos

$T_{5s}$ . temperatura de vapor saturado en la quinta sección de rodillos

Las temperaturas 2 y 4 son las de saturación que corresponden a la presión de trabajo de los rodillos de la tercera y quinta sección, siendo éstas las más altas en la primera y segunda

sección de secado, respectivamente, y se considera que el papel alcanza estas temperaturas.

La temperatura 1 es la de entrada a la primera sección de secado, y la temperatura 3 se calcula mediante el balance térmico siguiente, debido a que la hoja se enfría al adicionarle el agua con encolantes en la prensa de encolado.

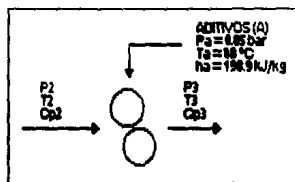


FIGURA A2.7. Prensa de encolado.

Balance de materia:  $P_2 + A = P_3$

Balance de energía:  $P_2 T_2 C_{p2} + A h_a = P_3 T_3 C_{p3}$

$$T_3 = \frac{P_2 C_{p2} T_2 + (P_3 - P_2) h_a}{P_3 C_{p3}} = \frac{4.41(1.47)(143) + (5.71 - 4.41)198.9}{5.71(2.08)}$$

$$T_3 = 99.8^\circ\text{C}$$

#### B. Condiciones para evaporar el agua

Se considera la cantidad de agua a evaporar en cada sección de secado por separado.

El agua entra en cada sección de secado con diferente contenido energético, en la primera se necesita elevar la temperatura del agua y evaporarla, en la segunda prácticamente sólo se requiere evaporación.

$P = 0.850$  bar abs (presión atmosférica)

$T_s = 99.9^\circ\text{C}$

$h_g = 2678$  kJ/kg

$h_f = 419$  kJ/kg

$$T_1 = 28^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 113 \text{ kJ/kg}$$

$$dh_1 = h_g - h_1 = 2\,676 - 113 = 2\,563 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = 99.8^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 419 \text{ kJ/kg}$$

$$dh_2 = h_g - h_3 = 2\,676 - 419 = 2\,257 \text{ kJ/kg}$$

De lo anterior las necesidades térmicas para (a) elevar la temperatura de la hoja y (b) evaporar el agua del papel para cada sección, son de:

#### Sección de secado 1

$$Q_{a1} = P_2 C_{p2} (T_2 - T_1) = 4.41(1.47)(143 - 28) \cdot 1000 = 745\,510 \text{ kJ/hr}$$

$$Q_{b1} = AE_1 dh_1 = 7.82(2\,563) \cdot 1000 = 20\,042\,660 \text{ kJ/hr}$$

$$Q_{v1} = Q_{a1} + Q_{b1} = 20\,788\,170 \text{ kJ/hr}$$

#### Sección de secado 2

$$Q_{a2} = P_4 C_{p4} (T_4 - T_3) = 4.54(1.54)(130 - 99.8) \cdot 1000 = 211\,146 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{b2} = AE_2 dh_2 = 1.17(2\,257) \cdot 1000 = 2\,640\,690 \text{ kJ/hr}$$

$$Q_{v2} = Q_{a2} + Q_{b2} = 2\,851\,836 \text{ kJ/hr}$$

#### 2. Vapor para cubrir las necesidades térmicas de las secciones de secado.

Como se puede ver en la figura A2.5 la presión en cada sección de rodillos cambia, y haciendo un análisis separado de cada sección de secadores se tiene:

## A. Segunda sección de secado

En quinta sección de rodillos

$$\text{Balance de materia: } m_{7v} = m_{7c}$$

$$\text{Balance de energía: } m_7 h_{7g'} = m_7 h_{7f} + Q_7$$

$$Q_7 = m_7 (h_{7g'} - h_{7f}) = m_7 (2775 - 546)$$

$$Q_7 = 2229 m_7$$

En donde los subíndices indican,

r. revaporizado o vapor flash

v. vapor

c. condensado

g'. entalpía del vapor sobrecalentado del punto señalado (2775 kJ/kg)

f. entalpía de líquido saturado

g. entalpía de vapor saturado

En la cuarta sección de rodillos

$$\text{Balance de materia: } m_{6v} + m_{7r} = m_{6c}$$

$$\text{Balance de energía: } (m_{6v} + m_{7r}) h_{6g'} = m_{6c} h_{6c} + Q_6$$

$$Q_6 = (m_{6v} + m_{7r}) (h_{6c'} - h_{6f})$$

$$m_{7r} = \frac{h_{7f} - h_{8f}}{h_{8g} - h_{8f}} m_7 = \frac{546 - 505}{2706 - 505} m_7 = 0.019 m_7$$

$$Q_6 = (m_{6v} + 0.019 m_7) (2775 - 449)$$

$$Q_6 = 2326 m_6 + 44 m_7$$

El vapor requerido en la segunda sección es de

$$Q_{v2} = Q_7 + Q_6 = 2273 \text{ m}_7 + 2326 \text{ m}_6$$

Sustituyendo el valor de  $Q_{v2}$ , al final del número anterior, y considerando que la distribución del vapor en esta sección se realiza del 80% a la quinta sección de rodillos y el 20% a la cuarta sección de rodillos, debido a que la quinta sección complementa por flasheo de su condensado en el tanque 1 (punto 8, figura A2.5) al de vapor de la cuarta sección de rodillos.

$$m_6 = 0.20 \text{ m}_{v2}$$

$$m_7 = 0.80 \text{ m}_{v2}$$

$$2 \ 851 \ 836 \text{ kJ/hr} = 2283.6 \text{ m}_{v2}$$

$$m_{v2} = 1 \ 249 \text{ kg/hr}$$

#### B. Primera sección de secado

##### En la tercera sección de rodillos

$$\text{Balance de materia: } m_{5v} = m_{5c}$$

$$\text{Balance de energía: } m_5 h_{5g}' = m_5 h_{5f} + Q_5$$

$$Q_5 = m_5 (h_{5g}' - h_{5f}) = m_5 (2775 - 601)$$

$$Q_5 = 2174 \text{ m}_5$$

##### En la segunda sección de rodillos

$$\text{Balance de materia: } m_{4v} + m_{5r} = m_{4c}$$

$$\text{Balance de energía: } (m_{4v} + m_{5r}) h_{4g}' = m_{4c} h_{4f} + Q_4$$

$$Q_4 = (m_4 + m_{5r}) (h_{4g}' - h_{4f})$$

$$m_{5r} = \frac{h_{5f} - h_{9f}}{h_{9g} - h_{9f}} m_5 = \frac{601 - 589}{2733 - 589} m_5 = 0.006 m_5$$

$$m_{5c} = 0.994 m_5$$

$$Q_4 = (m_4 + 0.005 m_5) (2775 - 557)$$

$$Q_4 = 2218 m_4 + 13 m_5$$

En la primer sección de rodillos

$$\text{Balance de materia: } m_{3v} + m_{10r} = m_{3c}$$

$$\text{Balance de energía: } (m_{3v} + m_{10r}) h_{3g'} = m_{3c} h_{3f} + Q_3$$

$$Q_3 = (m_3 + m_{10r}) (h_{3g'} - h_{3f})$$

$$m_{10r} = \frac{h_{9g} - h_{10f}}{h_{10g'} - h_{10f}} m_{5c} + \frac{h_{4f} - h_{10f}}{h_{10g} - h_{10f}} (m_4 + m_{5r})$$

$$m_{10r} = \frac{589 - 524}{2713 - 524} (0.994 m_5) + \frac{557 - 524}{2713 - 524} (m_4 + 0.006 m_5)$$

$$m_{10r} = 0.0301 m_5 + 0.015 m_4$$

$$Q_3 = 2284 m_3 + 34 m_4 + 69 m_5$$

El calor total suministrado a la sección 1 es de

$$Q_{v1} = Q_3 + Q_4 + Q_5 = 2284 m_3 + 2252 m_4 + 2256 m_5$$

En esta sección de secado se considera la siguiente distribución de flujo de vapor para las secciones de rodillos 3, 2 y 1.

$$m_5 = 0.50 \text{ m}_{v1}$$

$$m_4 = 0.25 \text{ m}_{v1}$$

$$m_3 = 0.25 \text{ m}_{v1}$$

Sustituyendo el calor necesario  $Q_{v1}$ ,

$$20\ 788\ 170 \text{ kJ/hr} = 2262 \text{ m}_{v1}$$

$$m_{v1} = 9\ 190 \text{ kg/hr}$$

El consumo total de vapor de las dos secciones de secado para cubrir con la evaporación del agua de exceso y elevar la temperatura de la hoja es de

$$m_{vmp} = m_{v1} + m_{v2} = 9\ 190 + 1\ 249 = 10\ 439 \text{ kg}_v/\text{hr}$$

Este consumo es para producir 4.54 ton/hr de papel. Dejando el consumo en función de la producción de papel, se tiene

#### 1. Necesidades térmicas

$$P_4$$

$$P_1 = 2.694 P_4$$

$$P_2 = 0.972 P_4$$

$$P_3 = 1.257 P_4$$

$$A = 0.285 P_4$$

$$AE_1 = 1.722 P_4$$

$$AE_2 = 0.257 P_4$$

$$Q_{a1} = (0.972 P_4) (1.47) (115) (1000) = 164\ 317 P_4$$

$$Q_{b1} = (1.722 P_4) (2563) (1000) = 4\ 413\ 486 P_4$$

$$Q_{a2} = (P_4) (1.47) (30.2) (1000) = 46\ 508 P_4$$

$$Q_{b2} = (0.257 P_4) (2257) (1000) = 580\ 049 P_4$$

$$Q_{v1} = 4\ 577\ 303 P_4$$

$$Q_{v2} = 626\ 557 P_4$$



## 2. Vapor para cubrir las necesidades térmicas

$$m_{v2} = \frac{Q_{v2}}{dh_2} = \frac{626\ 557}{2283.6} P_4 = 274.37 P_4 \text{ (kgv/hr)}$$

$$m_{v1} = \frac{Q_{v1}}{dh_1} = \frac{4\ 577\ 803}{2\ 262} P_4 = 2\ 023.79 P_4 \text{ (kgv/hr)}$$

$$m_{vmp} = c_{vmp} = 2\ 298.16 P_4 \text{ (kgv/hr)}$$

En donde,

$m_{vmp}$ . consumo de vapor en máquina de papel (kgvapor/kgpapel, kgv/kgp)

$c_{vmp}$ . consumo específico de vapor en máquina de papel (kgv/kgp)

Los valores del consumo de máquina de papel ( $m_{vmp}$  o  $c_{vmp}$ ) son teóricos ya que solamente contemplan las necesidades y no las pérdidas. Para involucrar a esta últimas y obtener un consumo  $c_{vmp}$  más aproximado a la realidad, se calculará el uso de vapor en máquina de papel por medio de la producción total calculada a través de la eficiencia de calderas (tabla A2.4) menos el consumo de vapor en planta de reciclo (tabla A2.5)

MES	DIAS POR MES	PROD. DE VAPOR ton	CONS. DE VAPOR PR ton	CONS. DE VAPOR MP ton	CONS. PROM. DE VAPOR MP ton/hr
Ene	31	12052	935	11117	14,942
Feb	29	10640	918	9722	13,968
Mar	31	11474	1051	10423	14,009
Abr	30	9849	808	9241	12,835
May	31	11063	895	10168	13,687
Jun	30	10512	786	9726	13,508
Jul	31	10113	886	9227	12,402
Ago	31	11002	1027	9975	13,407
Sep	30	9917	818	9099	12,638
Oct	31	10109	977	9132	12,274
Prom. En-My		11016	881	10134	13,884
Prom. Jn-Oc		10331	899	9432	12,646

TABLA A2.6. Consumo de vapor en máquina de papel, obtenido de la resta de la producción total menos el consumo de planta de reciclo.

El consumo promedio de junio a octubre en máquina de papel de 12.846 ton/hr es mayor a los requerimientos térmicos, esta diferencia se debe a las pérdidas en las líneas de distribución y en los equipos finales, estas pérdidas se les considera del 10% del consumo de vapor en esta área, por lo que el 90% restante se utiliza.

$$m_{vmpR} = 0.90 (12.846 \text{ ton/hr}) = 11.561 \text{ ton/hr}$$

De aquí se define la efectividad de la máquina de papel en consumo térmico, de:

$$\text{efectividad} = \frac{m_{vmpt}}{m_{vmpR}} = \frac{10.439}{11.561} = 0.9029$$

En donde,

$m_{vmpt}$ . consumo específico de vapor de máquina de papel teórico ( $kg_v/kg_p$ )

$m_{vmpR}$ . consumo específico de vapor de máquina de papel real ( $kg_v/kg_p$ )

Afectando al consumo específico teórico por la efectividad:

$$c_{vmpR} = \frac{c_{vmpt}}{\text{efectividad}} = \frac{2\,298.16}{0.9029} \quad P_4 = 2\,545 \text{ P}_4 \text{ (kg}_v\text{/kg}_p\text{)}$$

En donde,

$c_{vmpR}$ . consumo específico real de máquina de papel ( $kg_v/kg_p$ )

#### A2.1.4 CALENTADORES DE AIRE

Como se mencionó en el inciso 2.2.4, pág 59, el agua evaporada en las secciones de secado de la máquina de papel se retira por medio de aire caliente.

De mediciones en los extractores de aire de las secciones de secado, figura 2.5 (de temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco), y de cartas psicrométricas (Ref. 5) para aire a alta temperatura se obtuvieron las relaciones de humedad (RH) siguientes:

$$\begin{aligned} \text{Sección de secado 1. } RH_p &= 0.066 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}} \\ v_1 &= 1.079 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Sección de secado 2.  $RH_p = 0.060 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$   
 $v_2 = 1.006 \text{ m}^3/\text{kg}$

Medio ambiente.  $RH = 0.006 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$   
 $v_a = 1.110 \text{ m}^3/\text{kg}$

Donde

$RH_p$ . relación de humedad promedio de la sección i ( $\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$ )

$v_i$ . volumen específico del aire de la sección i

El agua evaporada (AE) de cada una de las secciones necesita para su acarreo del flujo de aire siguiente (figura A2.6)

En la sección 1

$$AE_1 = 7\,820 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{hr}$$

$$m_{a1} = \frac{AE_1}{dRH_1} = \frac{7\,820}{(0.066 - 0.006)60} = 2\,172 \text{ kg}/\text{min}$$

$$v_{a1d} = m_{a1} v_1 = 2\,172 (1.079) = 2\,343 \text{ m}^3/\text{min}$$

En la sección 2

$$AE_2 = 1\,170 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{hr}$$

$$m_{a2} = \frac{AE_2}{dRH_2} = \frac{1\,170}{(0.060 - 0.006)60} = 573 \text{ kg}/\text{min}$$

$$v_{a2d} = m_{a2} v_2 = 573 (1.005) = 576 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$v_{a2e} = m_{a2} v_a = 573 (1.110) = 636 \text{ m}^3/\text{min}$$

Donde,

$m_{ai}$ . flujo másico de aire sección i ( $\text{kg}/\text{min}$ )

$v_{ai}$ . flujo volumétrico de aire a la descarga en sección i ( $\text{m}^3/\text{min}$ )

$V_{a1e}$ . flujo volumétrico de aire a la entrada del inyector 1 ( $m^3/min$ )

En la sección de secado 1 se aprovecha la descarga de aire de la bomba de vacío, que debido a la presión con que trabaja el aire eleva su temperatura y se mezcla con el flujo del inyector 1.

$$V_{abd} = 165 \text{ m}^3/min$$

$$V_{ab} = 1.110 \text{ m}^3/kg$$

$$m_{ab} = \frac{V_{abd}}{V_{ab}} = \frac{165}{1.110} = 149 \text{ kg/min}$$

$$m_{ac1} = m_{a1} - m_{ab} = 2172 - 149 = 2023 \text{ kg/min}$$

$$V_{ac1} = m_{ac1} V_b = 2023 (1.110) = 2246 \text{ m}^3/min$$

En donde,

$m_{ab}$ . flujo másico de aire de la bomba de vacío ( $kg/min$ )

$V_{ac1}$ . flujo volumétrico del inyector 1 ( $m^3/min$ )

De acuerdo a los datos nominales de los inyectores de aire, que son de  $2120 \text{ m}^3/min$  para el 1, y de  $807 \text{ m}^3/min$  para el 2, éstos se encuentran trabajando al 107 y 103% de carga respectivamente. Estos valores demuestran que se aumentó la disponibilidad de la máquina de papel en la producción, al reemplazar los serpentines de vapor, dejando los mismos inyectores.

Los inyectores de aire queman gas l.p., siendo sus características las siguientes

Composición: 80 % Propano  
20 % Butano

$$PCI_{glp} = 47529 \text{ kJ/kg}$$

El consumo registrado fue para el periodo de análisis:

MES	DIAS POR CARGA	CONS. DE GAS L.P. kg	CONS. DE GAS PROM kg/día	CONS. DE VAPOR MP kg/hr
Jun	32	31995	1000	41.66
Jul	33	45993	1394	58.07
Ago	33	35285	1069	44.55
Sep	33	35519	1078	44.85
Oct	33	54819	1661	69.22
Prom. Jn-Oc		40722	1240	51.67

TABLA A2.7. Consumo de gas l.p.

El aire caliente se utiliza al producir papeles de gramaje mayor a  $55 \text{ gr/m}^2$ , lo cuál ocurre aproximadamente el 80% del tiempo de operación de la máquina de papel. La cantidad de calor promedio suministrada al aire es de:

$$m_{g1p} = 51.67 \text{ kg/hr}$$

$$m_{g1pe} = \frac{m_{g1p}}{\%t_u} = \frac{51.67}{0.8} = 64.6 \text{ kg/hr}$$

$$Q_a = m_{g1pe} \cdot P_{G1g1p} = 64.6 (47\,529) = 3\,069\,779 \text{ kJ/hr}$$

$$Q_{g1p} = n_q Q_a = 0.98 (3\,069\,779) = 3\,008\,383 \text{ kJ/hr}$$

Donde,

$m_{g1p}$ . flujo másico de gas l.p. (kg/hr)

$m_{g1pe}$ . flujo másico efectivo de gas l.p. (kg/hr)

$\%t_u$ . porcentaje de tiempo de utilización de calentadores (en decimales)

$Q_{g1p}$ . calor proporcionado por el gas l.p. (kJ/hr)

$Q_a$ . calor neto transmitido al aire (kJ/hr)

$n_q$ . eficiencia de calentadores (en decimales)

La temperatura que alcanza el aire con esta adición de calor es de:

$$m_{a1} = 2\,023 \text{ kg/min}$$

$$m_{a2} = 573 \text{ kg/min}$$

$$m_{at} = 155\ 813\ \text{kg/hr}$$

$$dQ_a = \frac{Q_a}{m_{at}} = \frac{3\ 008\ 383}{155\ 813} = 19.3\ \text{kJ/kg}_{\text{aire}}$$

$$Q_{amb} = 53.5\ \text{kJ/kg}_{\text{aire}}$$

$$Q_f = Q_{amb} + dQ_a = 72.8\ \text{kJ/kg}_{\text{aire}}$$

$$T_f = 40.3^\circ\text{C}$$

Si se tuvieran los serpentines de vapor, el consumo de este último, para elevar la temperatura del aire sería de:

$$P_v = 9.8\ \text{bar abs}$$

$$dh = 2016\ \text{kJ/kg}$$

$$m_c = \frac{Q_a}{dh} = \frac{3\ 008\ 383}{2\ 016} = 1\ 492\ \text{kg}_{\text{vapor/hr}}$$

siendo su promedio de

$$m_{vp} = 0.8\ m_v = 0.8\ (1\ 492) = 1\ 194\ \text{kg}_v/\text{hr}$$

De la diferencia de promedios mensuales de consumo de vapor de enero-mayo menos junio-octubre, se tiene el consumo de serpentines de vapor, que era de:

$$m_{vs} = m_{ve-m} - m_{vj-o} = 13.884 - 12.846 = 1\ 038\ \text{kg}_v/\text{hr}$$

Estos dos resultados son similares, por lo que el análisis de los calentadores de aire de gas l.p. se considera fehaciente.

## A2.2 ARREGLO DEL SISTEMA ELECTRICO.

La carga eléctrica de motores se distribuye de la siguiente manera:

AREA	POTENCIA	
	kW	(%)
Máquina de Papel	6256.2	68.0
Planta de Reciclo	2094.2	22.8
Caldera	336.6	3.7
Cistema	285	3.1
Acabado	227.5	2.5
Total	9199.5	

TABLA A2.8. Distribución de motores por área.

Por la forma de operación de la planta, inciso 2.3 pág 60, se obtiene un perfil irregular de demanda eléctrica, como se ve para el mes tomado como representativo de operación en la figura A2.8 (agosto). Estos datos se tomaron del reporte eléctrico diario de la planta, se registran nueve lecturas al día para verificar la instrumentación y facturación de CFE. Para el análisis detallado de comportamiento energético de la planta se tomarán en cuenta los días 2, 3, 8, 12, 19, 23, 24, 27, 28, 29, 30 y 31, debido a que son los que tienen los datos más completos.

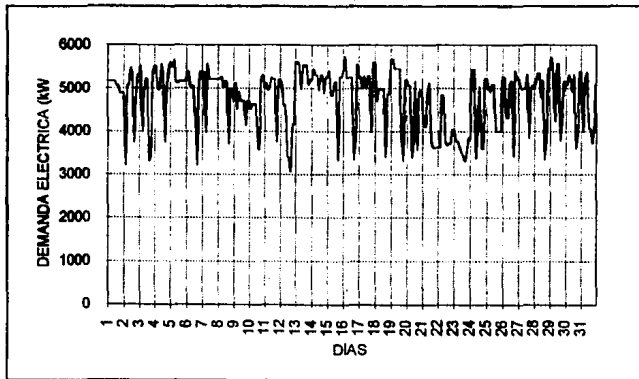


FIGURA A2.8. Demanda eléctrica del mes de muestra.

Las estadísticas eléctricas del periodo de análisis se muestran en la tabla A2.9, y resaltan las demandas máximas en el horario base de cada mes que oscilan entre 6 030 y 6 792 kW, y las de horario punta van de 4 302 a 5 599 kW.

El factor de carga es un indicador de la variación de la demanda eléctrica durante el mes, se calcula de la división de la demanda promedio mensual entre su demanda máxima, cuyo promedio global es de 75.0%.

MES	NUMERO DE HORAS			DEMANDA MAX. (kW)		CONSUMO ELECTRICO (kWh)			
	D	PUNTA	BASE	TOTAL	PUNTA	BASE	PUNTA	BASE	TOTAL
Ene	31	104	640	744	4,855	6,359	413,832	3,237,154	3,650,986
Feb	29	100	596	696	4,302	6,341	373,948	2,934,830	3,308,778
Mar	31	104	640	744	5,529	6,531	383,374	3,362,390	3,745,764
Abr	30	104	616	720	4,682	6,203	383,489	2,757,608	3,141,107
May	31	96	648	744	5,599	6,065	379,517	3,099,703	3,479,220
Jun	30	104	616	720	4,977	6,792	369,769	2,944,770	3,314,539
Jul	31	108	636	744	4,701	6,671	413,602	3,203,105	3,616,707
Ago	31	104	640	744	4,302	6,117	393,198	3,239,145	3,632,343
Sep	30	100	620	720	4,371	6,117	356,778	2,967,990	3,314,766
Oct	31	104	640	744	4,338	6,030	402,940	3,097,766	3,500,726
Prom		103	629	732	4,766	6,323	387,046	3,083,448	3,470,494

MES	DEMANDA MEDIA (kW)			FACTOR DE CARGA (%)			FACT. DE POT. (%)	DEM. BASE FACT. (kW)
	PUNTA	BASE	GLOBAL	PUNTA	BASE	GLOBAL		
Ene	3,979	5,058	4,907	82.0	79.5	77.2	85.92	5,156
Feb	3,739	4,924	4,754	86.9	77.7	75.0	85.96	4,710
Mar	3,686	5,254	5,035	86.7	80.4	77.1	85.89	5,729
Abr	3,687	4,477	4,363	78.8	72.2	70.3	87.49	4,986
May	3,953	4,783	4,678	70.6	78.9	77.1	88.77	5,692
Jun	3,555	4,780	4,604	71.4	70.4	67.8	89.72	5,340
Jul	3,830	5,036	4,861	81.5	75.5	72.9	89.86	5,095
Ago	3,781	5,061	4,862	87.9	82.7	79.8	90.89	4,665
Sep	3,568	4,771	4,604	81.6	78.0	75.3	90.93	4,720
Oct	3,874	4,840	4,705	89.3	80.3	78.0	90.98	4,676
Prom	3,765	4,899	4,739	79.7	77.8	75.0	88.64	5,077

TABLA A2.9. Estadísticas eléctricas.



MES	CARGO CONSUMO (N\$)		CARGO DEMANDA (N\$)	IMPORTE PARCIAL (N\$)	CARGO POR F.P. (N\$)	IVA 10% (N\$)
	FUNTA	BASE				
Ene	71,352.91	310,869.87	136,324.51	518,347.09	0.00	51,834.71
Feb	94,476.11	281,655.64	124,531.82	470,663.57	0.00	47,066.36
Mar	98,101.35	322,888.57	151,491.07	540,280.98	0.00	54,028.10
Abr	66,122.90	264,647.84	131,840.11	462,610.65	0.00	46,261.07
May	65,436.32	297,478.50	150,507.46	513,422.28	0.00	51,342.23
Jun	83,785.57	282,809.58	141,194.94	487,560.09	954.50	48,758.01
Jul	71,313.26	307,401.99	134,716.90	513,432.14	0.00	51,343.21
Ago	67,795.20	310,860.75	123,347.27	502,003.21	(1,242.58)	50,200.32
Sep	91,515.32	283,876.30	124,806.81	470,200.43	(1,410.59)	47,020.04
Oct	89,474.91	297,294.52	123,848.89	490,416.13	(1,550.17)	49,041.81
Prom	98,734.39	295,918.51	134,240.98	498,893.88	(324.88)	49,689.39

MES	CARGO 1148 (N\$)	D.A.P. 3% (N\$)	IMPORTE TOTAL (N\$)	COSTO PROMEDIO kWh (N\$/kWh)
Ene	9.10	15,550.41	588,741.31	0.160
Feb	9.10	14,119.91	531,858.93	0.161
Mar	9.10	16,208.43	610,526.60	0.163
Abr	9.10	13,878.32	522,759.13	0.166
May	9.10	15,402.87	580,178.27	0.167
Jun	9.10	14,628.80	551,908.50	0.167
Jul	9.10	15,402.98	580,187.41	0.160
Ago	9.10	15,080.10	566,030.14	0.158
Sep	9.10	14,106.01	529,924.99	0.160
Oct	9.10	14,712.54	552,631.41	0.158
Prom	9.10	14,908.82	581,174.27	0.162

TABLA A2.9 (Cont.). Estadísticas eléctricas.

### A2.3 COMPORTAMIENTO ENERGETICO DE LA PLANTA

Debido a los planes de expansión a futuro se desprenden dos escenarios de operación a describir:

- Escenario actual y
- Escenario futuro

### A2.3.1 ESCENARIO ACTUAL

En el escenario actual se encuentran en operación:

- A. Planta de reciclo al 60% de su capacidad nominal
- B. Máquina de papel al 100% de su capacidad

Con el fin de caracterizar el consumo energético simultáneo eléctrico y térmico de la planta, se tomaron en cuenta los siguientes datos:

#### 1. Reporte eléctrico diario de la planta

Se registra la potencia eléctrica consumida a las 3:00, 6:00, 8:00, 11:00, 14:00, 16:00, 19:00, 22:00 y 24:00 hrs, que se tomarán como base para el análisis detallado.

#### 2. Reporte diario de producción en máquina de papel

Como control para producción se lleva un registro por turno de las características y cantidad del papel producido, así como también los tiempos y razones de paros en la máquina.

El consumo térmico de esta área se deduce como sigue:

Producción:

Tipo de papel

Cantidad de papel producido en el turno ( $m_{\text{papel}}$ )

Tiempo de paros:

Horas fuera de servicio o sin producción por turno ( $t_p$ )

Tiempo total:

$$t_t = 8 \text{ hrs} - t_p$$

Producción promedio del turno:

$$m_p = m_{\text{papel}} / t_t$$

Consumo de vapor:

$$m_{vmp} = m_p c_{vmp}$$

Donde,

$c_{vmp}$ . consumo real de vapor por tonelada de papel producido, valor obtenido en el inciso A2.1.3 de 2.545 ton<sub>vapor</sub>/ton<sub>papel</sub> (pág. 187)

Tomando el horario del reporte eléctrico, el consumo térmico de máquina de papel se distribuye:

3:00	tercer turno día anterior 23:00-7:00 = ( $m_{p1}$ , $m_{vmp1}$ )
6:00	( $m_{p1}$ , $m_{vmp1}$ )
8:00	primer turno del día 7:00-15:00 = ( $m_{p2}$ , $m_{vmp2}$ )
11:00	( $m_{p2}$ , $m_{vmp2}$ )
14:00	( $m_{p2}$ , $m_{vmp2}$ )
16:00	segundo turno del día 15:00-22:00 = ( $m_{p3}$ , $m_{vmp3}$ )
19:00	( $m_{p3}$ , $m_{vmp3}$ )
22:00	( $m_{p3}$ , $m_{vmp3}$ )
24:00	tercer turno del día 23:00-7:00 = ( $m_{p4}$ , $m_{vmp4}$ )

### 3. Reporte diario de producción de planta de recicló

De manera similar a máquina de papel en planta de recicló se registra la producción por el tipo de recicló, cantidad y horas de paro del área.

Siendo su consumo térmico determinado de igual forma que en máquina de papel:

Producción:

número de cargas por turno ( $c_r$ )

$$m_{pr} = c_r m_{pd}$$

Donde,

$m_{pd}$ . flujo másico de pasta que pasa por el dispersor y se considera el total que sale de planta de recicló, inciso A2.1.2, cuyo valor es de 2.480 ton/carga (pág. 173)

Tiempo de paros:

Horas fuera de servicio o sin producción por turno ( $t_p$ )

Tiempo total:

Horas en servicio en el turno ( $t_t$ )

$$t_t = 8 \text{ hrs} - t_p$$

Producción promedio del turno:

$$m_{pr} = m_{pd} / t_t$$

Consumo de vapor:

$$m_{vpr} = m_{pr} c_{vpr}$$

Donde,

$c_{vpr}$ : consumo de vapor por tonelada de papel de reciclaje producido, valor obtenido en el inciso A2.1.2, 0.80 ton vapor/ton papel de reciclaje (pág. 174)

El consumo térmico se distribuye

3:00	tercer turno día anterior 23:00-7:00 = ( $m_{pr1}$ , $m_{vpr1}$ )
6:00	( $m_{pr1}$ , $m_{vpr1}$ )
8:00	primer turno del día 7:00-15:00 = ( $m_{pr2}$ , $m_{vpr2}$ )
11:00	( $m_{pr2}$ , $m_{vpr2}$ )
14:00	( $m_{pr2}$ , $m_{vpr2}$ )
16:00	segundo turno del día 15:00-22:00 = ( $m_{pr3}$ , $m_{vpr3}$ )
19:00	( $m_{pr3}$ , $m_{vpr3}$ )
22:00	( $m_{pr3}$ , $m_{vpr3}$ )
24:00	tercer turno del día 23:00-7:00 = ( $m_{pr4}$ , $m_{vpr4}$ )

De los días a utilizar del mes tomado como muestra, inciso A2.2, se tomaron los datos de producción de cada área para calcular sus requerimientos de energía térmica como arriba se expone, cuyos resultados junto con la potencia eléctrica requerida se muestran en la tabla A2.10 y en la figura A2.9.

DIA	HR	DEM. EL. kW <sub>e</sub>	MAQUINA PAPEL			PLANTA RECICLO			D TERM kW <sub>t</sub>	Q/E kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>
			ton <sub>p</sub> /hr	ton <sub>y</sub> /hr	kW <sub>lp</sub>	ton <sub>p</sub> /hr	ton <sub>y</sub> /hr	kW <sub>lr</sub>		
2	3.00	4,888	4.56	11.605	7,527	3.10	2.480	1,609	9,136	1.87
	6.00	3,218	4.56	11.605	7,527	3.10	2.480	1,609	9,136	2.84
	8.00	5,069	5.73	14.583	9,459	2.48	1,984	1,287	10,745	2.12
	11.00	5,069	5.73	14.583	9,459	2.48	1,984	1,287	10,745	2.12
	14.00	5,476	5.73	14.583	9,459	2.48	1,984	1,287	10,745	1.96
	16.00	5,313	5.18	13.183	8,551	4.96	3,968	2,574	11,124	2.09
	19.00	3,749	5.18	13.183	8,551	0.00	0.000	0	8,551	2.28
	22.00	4,711	5.18	13.183	8,551	0.00	0.000	0	8,551	1.82
24.00	5,313	5.58	14.201	9,211	4.30	3,440	2,231	11,442	2.15	
3	3.00	5,313	5.58	14.201	9,211	4.30	3,440	2,231	11,442	2.15
	6.00	5,525	5.58	14.201	9,211	4.30	3,440	2,231	11,442	2.07
	8.00	4,001	5.65	14.379	9,327	1.52	1,218	789	10,115	2.53
	11.00	4,918	5.65	14.379	9,327	1.52	1,218	789	10,115	2.06
	14.00	5,219	5.65	14.379	9,327	1.52	1,218	789	10,115	1.94
	16.00	5,219	5.56	14.150	9,178	1.75	1,400	908	10,086	1.93
	19.00	3,317	5.56	14.150	9,178	0.00	0.000	0	9,178	2.77
	22.00	3,425	5.56	14.150	9,178	0.00	0.000	0	9,178	2.68
24.00	5,360	5.28	13.438	8,716	4.03	3,224	2,091	10,807	2.02	
8	3.00	5,219	4.78	12.114	7,857	4.46	3,568	2,314	10,172	1.95
	6.00	5,219	4.78	12.114	7,857	4.46	3,568	2,314	10,172	1.95
	8.00	5,265	4.44	11.300	7,329	3.42	2,736	1,775	9,104	1.73
	11.00	5,022	4.44	11.300	7,329	3.42	2,736	1,775	9,104	1.81
	14.00	5,172	4.44	11.300	7,329	3.42	2,736	1,775	9,104	1.76
	16.00	5,136	3.26	8.297	5,381	3.97	3,176	2,060	7,441	1.45
	19.00	3,729	3.26	8.297	5,381	0.00	0.000	0	5,381	1.44
	22.00	4,975	3.26	8.297	5,381	0.00	0.000	0	5,381	1.08
24.00	4,974	3.66	9.315	6,042	4.96	3,968	2,574	8,615	1.73	
12	3.00	5,194	6.11	15.550	10,086	2.59	2,072	1,344	11,430	2.20
	6.00	5,136	6.11	15.550	10,086	2.59	2,072	1,344	11,430	2.23
	8.00	4,605	5.20	13.234	8,584	0.36	0,288	187	8,771	1.90
	11.00	4,604	5.20	13.234	8,584	0.36	0,288	187	8,771	1.90
	14.00	3,410	5.20	13.234	8,584	0.00	0.000	0	8,584	2.52
	16.00	3,410	4.91	12.496	8,105	0.70	0,560	363	8,468	2.48
	19.00	3,078	4.91	12.496	8,105	0.00	0.000	0	8,105	2.63
	22.00	4,164	4.91	12.496	8,105	0.00	0.000	0	8,105	1.95
24.00	4,164	5.42	13.794	8,947	3.10	2,480	1,609	10,555	2.53	
19	3.00	5,667	5.55	14.125	9,161	4.05	3,240	2,102	11,263	1.99
	6.00	5,679	5.55	14.125	9,161	4.05	3,240	2,102	11,263	1.98
	8.00	5,462	5.61	14.277	9,261	2.17	1,736	1,126	10,387	1.90
	11.00	5,462	5.61	14.277	9,261	2.17	1,736	1,126	10,387	1.90
	14.00	5,462	5.61	14.277	9,261	2.17	1,736	1,126	10,387	1.90
	16.00	5,462	5.58	14.201	9,211	2.12	1,696	1,100	10,311	1.89
	19.00	3,821	5.58	14.201	9,211	0.00	0.000	0	9,211	2.41

TABLA A2.10. Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario actual.

DIA	HR	DEM. EL. kW <sub>e</sub>	MAQUINA PAPEL			PLANTA RECICLO			D TERM kW <sub>t</sub>	Q/E kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>
			ton <sub>p</sub> /hr	ton <sub>w</sub> /hr	kW <sub>tp</sub>	ton <sub>r</sub> /hr	ton <sub>w</sub> /hr	kW <sub>tr</sub>		
19	22.00	3,331	5.58	14.201	9,211	0.00	0.000	0	9,211	2.77
	24.00	5,196	5.23	13.310	8,633	3.96	3.168	2,055	10,688	2.06
23	3.00	4,035	4.19	10.664	6,916	0.00	0.000	0	6,916	1.71
	6.00	3,778	4.19	10.664	6,916	0.00	0.000	0	6,916	1.83
	8.00	3,778	5.09	12.954	8,402	0.62	0.496	322	8,724	2.31
	11.00	3,636	5.09	12.954	8,402	0.62	0.496	322	8,724	2.40
	14.00	3,536	5.09	12.954	8,402	0.62	0.496	322	8,724	2.47
	16.00	3,463	5.40	13.743	8,914	0.58	0.448	291	9,204	2.68
	19.00	3,315	5.40	13.743	8,914	0.00	0.000	0	8,914	2.69
	22.00	3,527	5.40	13.743	8,914	0.00	0.000	0	8,914	2.53
	24.00	3,851	4.71	11.987	7,775	1.55	1.240	804	8,579	2.23
	24	3.00	3,851	4.70	11.982	7,758	1.55	1.240	804	8,583
6.00		5,431	4.70	11.982	7,758	1.55	1.240	804	8,583	1.58
8.00		5,431	4.09	10.409	6,751	0.90	0.720	467	7,218	1.33
11.00		3,389	4.09	10.409	6,751	0.00	0.000	0	6,751	1.99
14.00		4,215	4.09	10.409	6,751	0.00	0.000	0	6,751	1.60
16.00		5,030	6.36	16.186	10,499	2.97	2.378	1,541	12,040	2.39
19.00		3,621	6.36	16.186	10,499	0.00	0.000	0	10,499	2.90
22.00		3,603	6.36	16.186	10,499	0.00	0.000	0	10,499	2.91
24.00		5,227	4.69	12.445	8,072	4.13	3.304	2,143	10,215	1.95
27		3.00	5,224	4.49	11.427	7,412	5.41	4.328	2,807	10,219
	6.00	5,052	4.49	11.427	7,412	5.41	4.328	2,807	10,219	2.02
	8.00	4,994	3.40	8,653	5,612	2.79	2.232	1,448	7,060	1.41
	11.00	4,994	3.40	8,653	5,612	2.79	2.232	1,448	7,060	1.41
	14.00	4,994	3.40	8,653	5,612	2.79	2.232	1,448	7,060	1.41
	16.00	5,313	4.70	11.982	7,758	2.12	1.696	1,100	8,858	1.67
	19.00	3,857	4.70	11.982	7,758	0.00	0.000	0	7,758	2.01
	22.00	4,981	4.70	11.982	7,758	0.00	0.000	0	7,758	1.56
	24.00	5,047	5.40	13.743	8,914	3.30	2.640	1,712	10,626	2.11
	28	3.00	5,047	5.40	13.743	8,914	3.30	2.640	1,712	10,626
6.00		5,133	5.40	13.743	8,914	3.30	2.640	1,712	10,626	2.07
8.00		5,348	5.43	13.819	8,983	3.10	2.480	1,609	10,572	1.98
11.00		5,348	5.43	13.819	8,983	3.10	2.480	1,609	10,572	1.98
14.00		4,796	2.22	5.650	3,685	3.10	2.480	1,609	5,273	1.10
16.00		5,184	3.92	9.978	6,471	2.25	1.800	1,168	7,638	1.47
19.00		3,346	3.92	9.978	6,471	0.00	0.000	0	6,471	1.93
22.00		3,621	3.92	9.978	6,471	0.00	0.000	0	6,471	1.69
24.00		5,456	3.95	10.063	6,520	3.89	3.112	2,018	8,539	1.57
29		3.00	5,455	3.95	10.053	6,520	3.89	3.112	2,018	8,539
	6.00	5,718	3.95	10.053	6,520	3.89	3.112	2,018	8,539	1.49
	8.00	5,313	3.30	8.399	5,447	2.60	2.080	1,349	6,796	1.28
	11.00	4,250	3.30	8.399	5,447	2.60	2.080	1,349	6,796	1.60
	14.00	5,568	3.30	8.399	5,447	2.60	2.080	1,349	6,796	1.22

TABLA A2.10.(cont.) Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario actual.

DIA	HR	DEM. EL. kW <sub>e</sub>	MAQUINA PAPEL				PLANTA RECICLO			D TERM		Q/E kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub>
			ton <sub>p</sub> /hr	ton <sub>v</sub> /hr	kW <sub>TP</sub>	ton <sub>r</sub> /hr	ton <sub>v</sub> /hr	kW <sub>Tr</sub>	kW <sub>t</sub>	kW <sub>t</sub>		
29	16.00	5,566	3.36	8.551	5,546	3.50	2.800	1,816	7,363	1.32		
	19.00	3,802	3.36	8.551	5,546	0.00	0.000	0	5,546	1.46		
	22.00	4,467	3.36	8.551	5,546	0.00	0.000	0	5,546	1.24		
	24.00	5,159	3.53	8.984	5,827	4.05	3.240	2,102	7,929	1.54		
30	3.00	5,088	3.53	8.984	5,827	4.05	3.240	2,102	7,929	1.56		
	6.00	5,087	3.53	8.984	5,827	4.05	3.240	2,102	7,929	1.56		
	8.00	5,313	4.19	10.664	6,916	3.30	2.640	1,712	8,629	1.62		
	11.00	5,207	4.19	10.664	6,916	3.30	2.640	1,712	8,629	1.66		
	14.00	4,937	4.19	10.664	6,916	3.30	2.640	1,712	8,629	1.75		
	16.00	5,313	3.90	9.926	6,438	3.50	2.800	1,816	8,254	1.55		
	19.00	3,621	3.90	9.926	6,438	0.00	0.000	0	6,438	1.78		
	22.00	3,947	3.90	9.926	6,438	0.00	0.000	0	6,438	1.63		
	24.00	5,384	4.26	10.842	7,032	3.47	2.776	1,801	8,833	1.64		
	31	3.00	5,383	4.26	10.842	7,032	3.47	2.776	1,801	8,833	1.64	
6.00		4,000	4.26	10.842	7,032	3.47	2.776	1,801	8,833	2.21		
8.00		5,242	5.20	13.234	8,584	3.06	2.448	1,588	10,172	1.94		
11.00		5,372	5.20	13.234	8,584	3.06	2.448	1,588	10,172	1.89		
14.00		4,074	5.20	13.234	8,584	3.06	2.448	1,588	10,172	2.50		
16.00		4,074	5.51	14.023	9,095	5.59	4.472	2,901	11,006	2.84		
19.00		3,729	5.51	14.023	9,095	0.00	0.000	0	9,095	2.44		
22.00		4,164	5.51	14.023	9,095	0.00	0.000	0	9,095	2.18		
24.00		5,100	6.07	15.448	10,020	2.36	1.904	1,235	11,255	2.21		

TABLA A2.10 (cont.). Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario actual.

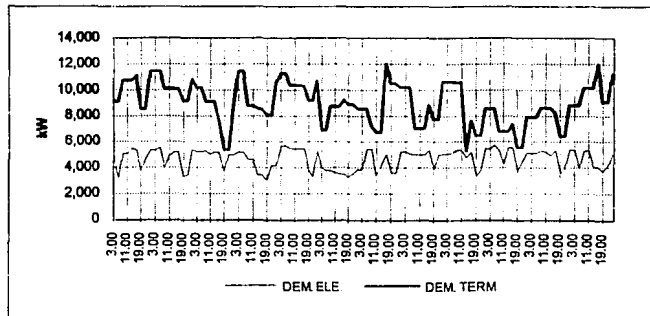


FIGURA A2.9. Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario actual.

Acomodando los datos de la tabla anterior de manera descendente, se obtiene el perfil mostrado en la figura A2.10, de donde se determinaron tres escalones representativos del comportamiento de la planta, con su duración aproximada.

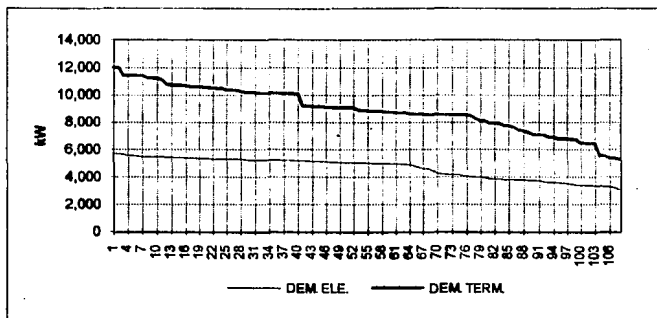


FIGURA A2.10. Escalones del comportamiento energético de la planta, escenario actual.

CONDICION	DEMANDA ELECTRICA (kW <sub>e</sub> )	DEMANDA TERMICA (kW <sub>t</sub> )	RELACION Q/E (kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub> )	DURACION (%)
1A	5371	10843	1.98	37.04
2A	4597	8636	1.88	43.52
3A	3487	6430	1.84	19.44
MAXIMA	6800	13384	1.97	PICOS

TABLA A2.11. Escalones del comportamiento energético de la planta, escenario actual.

Los datos de la tabla A2.11 se extrapolarán para la operación de la planta durante el año.

La condición máxima de operación para la demanda eléctrica es la reportada por los datos de facturación eléctrica, del mes de junio, de 6 800 kW<sub>e</sub>; en los datos de análisis la máxima demanda de la máquina de papel fue de 4 553 kW<sub>e</sub>, por lo tanto, si esta cantidad se le resta a la total máxima, la demanda de la planta de recicló fue en ese momento de 2 239 kW<sub>e</sub>.

La demanda térmica máxima se obtiene de la suma de los valores más altos de consumo de



vapor de la tabla A2.10 que son para máquina de papel y planta de reciclo de 16.19 y 4.46 ton/hr, respectivamente, dando un total de 20.65 ton/hr, o 13 394 kW<sub>t</sub>.

La relación calor-electricidad (Q/E) de la operación normal de la planta, obtenidos de la tabla A2.10, acomodándolos de manera descendente y graficándolos, dan el perfil mostrado en la figura A2.11, quedando sus promedios como 2.40, 1.84 y 1.38 para la primera, segunda y tercera condiciones de los escalones, respectivamente.

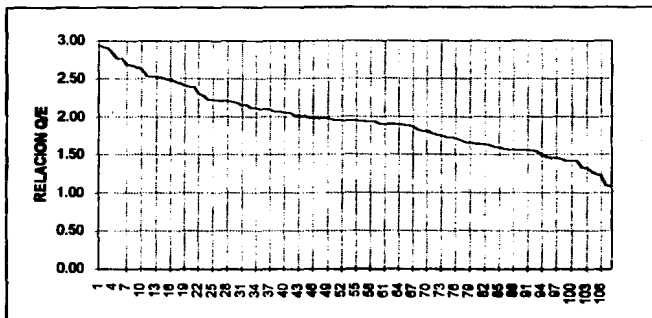


FIGURA A2.11. Relación calor-electricidad de los escalones.

### A2.3.2 ESCENARIO FUTURO

En las condiciones de operación esperadas de la planta una vez ampliada, se tendrían:

- A. Planta de reciclo al 100% de su capacidad nominal
- B. Máquina de papel bond al 100% de su capacidad
- C. Máquina de papel tissue al 100% de su capacidad

Se toma como base que la máquina de papel tissue consume el 35% y 37% del consumo eléctrico y térmico, respectivamente, del consumo de máquina de papel bond.

La máquina de papel bond tiene su perfil de demanda eléctrica en horario punta, cuando sale de

operación la planta de reciclo; evaluando el promedio de la potencia eléctrica en este horario, éste se puede considerar como el consumo medio que tiene la máquina de papel durante el día, por lo que al quitarle este promedio a las demandas en horario base, se obtiene la potencia eléctrica de la planta de reciclo.

Del reporte diario de producción de la planta de reciclo se obtiene la producción promedio por turno, siendo su capacidad nominal de 4.20 ton/hr, que cubren las 100 ton diarias. Tomando en cuenta las demandas eléctricas y térmicas de la planta de reciclo en condiciones de producción cercanas a la nominal, se establece su operación al 100% de producción, condición esperada para el escenario futuro.

Con las consideraciones anteriores se obtiene la demanda energética total futura de la planta, que se muestra con todos sus datos en la tabla A2.12, y su promedio y condición máxima en la tabla A2.13.

DIA	MAQ. PAPEL		P. RECICLO		MAQ. TISSUE		TOTAL		
	kW <sub>e</sub>	kW <sub>t</sub>	kW <sub>e</sub>	kW <sub>t</sub>	kW <sub>e</sub>	kW <sub>t</sub>	kW <sub>e</sub>	kW <sub>t</sub>	Q/E
2	4,497	8,549	816	2,575	1,574	3,163	6,887	14,287	2.07
	4,497	9,210	816	2,225	1,574	3,408	6,887	14,843	2.16
3	3,401	9,210	1,912	2,225	1,190	3,408	6,503	14,843	2.28
	3,401	9,210	2,124	2,225	1,190	3,408	6,715	14,843	2.21
	3,401	8,717	1,959	2,095	1,190	3,225	6,550	14,037	2.14
8	4,698	7,855	521	2,315	1,644	2,906	6,863	13,076	1.91
	4,698	7,855	521	2,315	1,644	2,906	6,863	13,076	1.91
19	3,440	9,158	2,227	2,102	1,204	3,388	6,871	14,648	2.13
	3,440	9,158	2,239	2,102	1,204	3,388	6,883	14,648	2.13
	3,440	8,633	1,758	2,058	1,204	3,194	6,400	13,883	2.17
24	3,607	8,075	1,620	2,140	1,262	2,988	6,489	13,203	2.03
27	3,857	7,414	1,367	2,802	1,350	2,743	6,574	12,959	1.97
	3,857	7,414	1,195	2,802	1,350	2,743	6,402	12,959	2.02

TABLA A2.12. Requerimientos energéticos simultáneos de la planta, escenario futuro.

CONDICION	DEMANDA ELECTRICA (kW <sub>e</sub> )	DEMANDA TERMICA (kW <sub>t</sub> )	RELACION Q/E (kW <sub>t</sub> /kW <sub>e</sub> )	DURACION (%)
PROMEDIO	6684	13947	2.09	100
MAXIMA	8400	17279	2.06	PICOS

TABLA A2.13. Comportamiento energético de la planta, escenario futuro.

De la misma manera que las condiciones actuales, el valor promedio se extrapolará a un año como operación normal de la planta.

La demanda eléctrica máxima de operación en el escenario futuro se obtiene como la suma de las demandas máximas actuales (4553 y 2239 kW<sub>e</sub> de máquina de papel y planta de reciclo respectivamente), más la que se tendría por la máquina tissue (1594 kW<sub>e</sub>, o 35% de la correspondiente a la máquina de papel), dando un total de 8386 kW<sub>e</sub>.

De la misma forma para la demanda térmica máxima futura, se toman las demandas máximas actuales de máquina de papel y planta de reciclo, 16.19 y 4.46 ton/hr respectivamente, y se les añade la demanda máxima esperada por la máquina tissue, 5.99 ton/hr o 37% de la demanda de máquina de papel, con un total de 26.64 ton/hr o 17 279 kW<sub>t</sub>.

Las condiciones máximas de operación en los dos escenarios se toman como base para dimensionar los equipos y caracterizar su comportamiento en condiciones extremas.

**Referencias:**

1. Servicios Energéticos Profesionales, S. A. de C. V. (SEPSA); "Combustión"; Programa de capacitación para coordinadores e instructores del PAESE; México 1991.
2. KARLEKAR, B. V.; DESMOND, R.M.; "Transferencia de Calor"; Interamericana; México 1986.
3. Cleaver Brooks; "Manual Selmec de Calderas"; 3a Edición, México 1989.
4. American Gas Association; "Fuel Flue Gases"; The Industrial Press; 1941.
5. Buffalo Forge Company; "HVAC Manual"; New York.