

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Ampliación de la Capacidad de la Central Eléctrica Turbo Gas de Malacas Mediante la Integración del Ciclo Combinado Gas Vapor ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

BENJAMIN ALFREDO LA ROSA LA ROSA

PROMOCION: 1977 - 2

LIMA . PERU . 1991

RESUMEN

Tema: Ampliación de la Capacidad de la Central Eléctrica Malacas mediante la Integración del Ciclo Combinado Gas-Vapor.

Autor: B.Alfredo La Rosa La Rosa

Grado: Ingeniero Mecánico

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Universidad Nacional de Ingeniería

Lima

Año 1990

Sobre la base del estudio de la proyección de la Demanda de Energía Eléctrica del Sistema Eléctrica de Petróleos del Perú S.A. se determina que a corto plazo es necesario incrementar su capacidad de generación.

Como alternativas de solución se consideran dos: primera, instalar una nueva Central Térmica y, segunda, integrar el Ciclo Combinado Gas-Vapor a la Central Eléctrica Malacas. En ambos casos se estima un incremento de 16 MW, de tal manera que se asegure un suministro adecuado dentro de los próximos quince años. Como resultado del análisis de ambas alternativas se elige la de integrar el Ciclo Combinado.

Se describen los equipos principales y auxiliares de la Central Eléctrica Malacas. Así mismo se señalan los fundamentos de la operación de los Turbogeneradores a gas. También se hace un análisis de las horas equivalentes trabajadas por los Turbogenerador a gas, de los factores que afectan a su vida útil y de la vida útil remanente de sus partes críticas.

Se hace un balance térmico para el Ciclo Termodinámico actual y el Ciclo Combinado propuesto.

Se establecen los criterios del diseño térmico del Generador de Vapor por Recuperación de Calor y se determinan sus principales parámetros.

Por último, en la Evaluación Económica, se establecen dos alternativas de Ciclo Combinado: primera, un Recuperador por cada Turbogenerador a gas y segunda, un Recuperador que operará con dos Turbogeneradores a gases a Gas simultáneamente. De la Evaluación Económica, se determina que esta última alternativa es más conveniente.

TEMARIO

1.INTRODUCCION	3
2.SISTEMAS ELECTRICOS EN EL NOROESTE.	10
2.1.Definición de parámetros de los Sistemas Eléctricos	10
2.2.Breve historia de los Sistemas Eléctricos del Noroeste	11
2.3.Sistema Malacas	12
2.4.Sistema Talara - Verdún	12
2.5.Sistema Los Organos	14
2.6.Proyección de la Demanda de energía eléctrica	14
2.7.Central Eléctrica Malacas	24
2.7.1.Descripción general	24
2.7.2.Turbinas a gas	27
2.7.3.Generadores	28
2.7.4.Equipos auxiliares de los turbogeneradores	28
2.7.5.Equipos auxiliares de la Central	32
2.7.6.Suministro de combustible	34
2.7.7.Operación de la Central	35
2.7.7.1.Arranque de los Turbogeneradores a Gas	36
2.7.7.2.Puesta en línea y toma de carga	39
2.7.7.3.Paradas programadas de la Unidades	40
2.7.7.4.Paradas por fallas	41

2.7.8.Repotenciación de la Central	42
2.7.8.1.Factores que afectan la vida útil de los turbogeneradores	42
2.7.8.2.Horas equivalentes y vida útil remanente	44
2.7.8.3.Análisis de necesidades para repo- tenciar la Central	45
2.7.8.4.Costo de repotenciar las unidades	48
3.BALANCE TERMICO DEL CICLO DE TRABAJO ACTUAL DE LAS TURBINAS MW - 191	50
3.1.Ciclo de trabajo actual	50
3.1.1.Ciclo teórico	52
3.1.2.Ciclo real	55
3.2.Flujo de aire	58
3.3.Combustión	60
3.3.1.Flujo Másico de combustible, flujo de los gases de escape	60
3.3.2.Coeficiente de Exceso de Aire (α)	61
3.3.3.Fracciones de los productos de combustión	61
3.3.4.Calor Específico de gases de combustión a presión constante (cppc)	61
3.4.Cálculo de la temperatura máxima del ciclo (t_3)	62
3.5.Cálculo de potencias y rendimientos	64
3.6.Balance térmico para distintas condiciones de operación	66
3.7.Gases de escape para diferentes condiciones de operación	76

4. ALTERNATIVAS PARA INCREMENTAR LA POTENCIA DEL SIS-

TEMA ELECTRICO DE PETROLEOS DEL PERU EN EL NOROESTE	80
4.1. Instalación de una nueva Central Térmica de 16MW	80
4.2. Integración de Ciclo Combinado en la Central Eléctrica Malacas	81
4.3. Evaluación de las alternativas	83
5. COGENERACION	85
5.1. Descripción del proceso	85
5.2. Parámetros del Ciclo de Vapor	86
5.3. Generador de vapor por recuperación de calor (GVRC)	99
5.3.1. Consideraciones de diseño	99
5.3.2. Perfil de temperaturas	110
5.3.3. Cargas de calor	119
5.3.4. Flujos de vapor y agua	121
5.3.5. Dimensiones principales	121
5.3.6. Coeficiente de transferencia de calor	123
5.3.7. Superficies de intercambio de calor	129
5.3.8. Caídas de presión	129
5.3.9. Influencia de la caída de presión en el GVRC en el rendimiento de la turbina a gas	131
5.3.10. Ejemplo de Cálculo	132
5.4. Turbina a Vapor	144
5.5. Condensador	148
5.6. Calentadores de Agua de Alimentación	156
5.7. Generador Eléctrico	156

5.8.Especificaciones de los principales componentes de la Planta a Vapor	157
5.9.Operación de la Planta de Ciclo Combinado	162
6.EVALUACION ECONOMICA	
6.1.Bases para la Evaluación Económica	175
6.2.Alternativa 1: Dos Recuperadores de Calor de 40 ton/hr cada uno. sin combustión adicional	179
6.3.Alternativa 2: Un Recuperador de Calor de 80 ton/hr sin combustión adicional	181
7.CONCLUSIONES	186
8.BIBLIOGRAFIA	189
9.ANEXO A. TABLAS	192
10.ANEXO B. CODIGO FUENTE DEL PROGRAMA COMBI	211

INDICE DE CUADROS

Cuadro N°1. Central Eléctrica Malacas. Unidades	12
Cuadro N°2. Central Eléctrica Talara. Unidades	13
Cuadro N°3. Central Eléctrica Verdún. Unidades	13
Cuadro N°4. Central Eléctrica Los Organos. Unidades	14
Cuadro N°5. Proyección de la Demanda de Energía Eléctrica. Petroperú - Noroeste	17
Cuadro N°6. Capacidad de Generación del Sistema Eléctrico Petroperú - Noroeste	18
Cuadro N°7. Capacidad de Generación del Sistema Eléctrico Petroperú - Noroeste. Instalación de Ciclo Combinado en una etapas	19
Cuadro N°8. Capacidad de Generación del Sistema Eléctrico Petroperú - Noroeste. Instalación de Ciclo Combinado en dos etapa	20
Cuadro N°9. Horas equivalentes acumuladas por las Unidades Turbogeneradoras. Período 1974-1989	45
Cuadro N°10. Vida útil de los álabes de la Turbina A	46
Cuadro N°11. Vida útil de los álabes de la Turbina B	47
Cuadro N°12. Vida útil de los álabes de la Turbina C	48
Cuadro N°13. Datos operativos de la Unidad B para temperatura ambiente $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$	66
Cuadro N°14. Datos operativos de la Unidad B para temperatura ambiente $t_1 = 32^{\circ}\text{C}$	67
Cuadro N°15. Ciclo Actual C.E. Malacas. Temp. Amb. = 25°C Potencia Eléctrica = 4000 KW	67

Cuadro N°16.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 25°C	
Potencia Eléctrica = 6000 KW	68
Cuadro N°17.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 25°C	
Potencia Eléctrica = 8000 KW	69
Cuadro N°18.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 25°C	
Potencia Eléctrica = 12000 KW	70
Cuadro N°19.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 25°C	
Potencia Eléctrica = 13000 KW	71
Cuadro N°20.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 32°C	
Potencia Eléctrica = 8000 KW	72
Cuadro N°21.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 32°C	
Potencia Eléctrica = 12000 KW	73
Cuadro N°22.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 32°C	
Potencia Eléctrica = 13000 KW	74
Cuadro N°23.Ciclo Actual C.E.Malacas. Temp.Amb.= 32°C	
Potencia Eléctrica = 16000 KW	75
Cuadro N°24.Eficiencias y Consumos Específicos	75
Cuadro N°25.Características de los Gases de Escape	
a distintas condiciones de operación	77
Cuadro N°26.Ciclo Vapor C.E.Malacas. Temp. max =300°C	
Presión de Vapor= 30 bar	93
Cuadro N°27.Ciclo Vapor C.E.Malacas. Temp. max =350°C	
Presión de Vapor= 30 bar	94
Cuadro N°28.Ciclo Vapor C.E.Malacas. Temp. max =400°C	
Presión de Vapor= 30 bar	95
Cuadro N°29.Ciclo Vapor C.E.Malacas. Temp. max =300°C	
Presión de Vapor= 40 bar	96

Cuadro N°30.Ciclo Vapor C.E.Malacas. Temp. max =350°C	
Presión de Vapor= 40 bar	97
Cuadro N°31.Ciclo Vapor C.E.Malacas. Temp. max =400°C	
Presión de Vapor= 40 bar	98
Cuadro N°32.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Potencia a Gas	
1x13000KW	111
Cuadro N°33.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Potencia a Gas	
2x13000KW	113
Cuadro N°34.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Potencia a Gas	
1x16000KW	115
Cuadro N°35.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Potencia a Gas	
2x16000KW	117
Cuadro N°36.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Recuperador	
de Calor.Potencia a gas:1x16000Kw	145
Cuadro N°37.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Recuperador	
de Calor.Potencia a gas:2x16000Kw	145
Cuadro N°38.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Recuperador	
de Calor.Potencia a gas:1x13000Kw	146
Cuadro N°39.Ciclo Combinado C.E.Malacas.Recuperador	
de Calor.Potencia a gas:2x13000Kw	146
Cuadro N°40.Evaluación Económica de Ciclo Combinado	
en la Central Eléctrica Malacas. Alternativa 1.	184
Cuadro N°41.Evaluación Económica de Ciclo Combinado	
en la Central Eléctrica Malacas. Alternativa 2.	185

INDICE DE FIGURAS

Figura N° 1. Sistema Eléctrico Petroperu. Proyección de la Máxima Demanda	21
Figura N° 2. Sistema Eléctrico Petroperú -ONO. Ampliac. de Gener/Máxima Demanda.	22
Figura N° 3. Sistema Eléctrico Petroperú -ONO. Ampliac. de Gener/Máxima Demanda.	23
Figura N° 4. Esquema de la C.E. Malacas	25
Figura N° 5. Corte Longitudinal del Turbogenerador a Gas MW-191G	26
Figura N° 6. Esquema Turbogenerador Gas	51
Figura N° 7. Diagrama T-s del Ciclo actual	53
Figura N° 8. C.E. Malacas. Ciclo Actual de Gas. Eficiencia vs Potencia	78
Figura N° 9. C.E. Malacas. Ciclo Actual de Gas. Consumo Específico vs Potencia	79
Figura N° 10. Ejemplo de Eficiencia Térmica para varios Ciclos Combinados	87
Figura N° 11. Ciclo Combinado sin quemado adicional	88
Figura N° 12. Ciclo Combinado con quemado adicional	89
Figura N° 13. Ciclo Combinado con quemado adicional en el Caldero	90
Figura N° 14. C.E. Malacas. Ciclo de Vapor	92
Figura N° 15. C.E. Malacas. Perfil de Temperaturas del Recuperador de Calor	133
Figura N° 16. Generador de Vapor por Recuperación de Calor	147

Figura N°17.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado en Mínima Demanda. Alter- nativa 1.	166
Figura N°18.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado en Máxima Demanda. Alter- nativa 1.	167
Figura N°19.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado. Carga Horaria 1992.Alter- nativa 1.	168
Figura N°20.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado. Carga Horaria 1995. Alternativa 1.	169
Figura N°21.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado en Mínima Demanda. Alter- nativa 2.	170
Figura N°22.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado en Máxima Demanda. Alter- nativa 2.	171
Figura N°23.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado. Carga Horaria 1992.Alter- nativa 2.	172
Figura N°24.C.E.Malacas. Operación de la Planta de Ciclo Combinado. Carga Horaria 1995. Alternativa 2.	173
Figura N°25.C.E.Malacas. Disposición de Planta con Ciclo Combinado	174
Figura N°26.C.E.MALACAS.Balance del Ciclo Combinado	174A

Figura N°27. Ciclo de Vapor. Incremento de potencia vs Temperatura de Agua de Alimentación	210
Figura N°28. Curva de Transferencia de Calor-Agua en los tubos	210A

INDICE DE TABLAS

Tabla N° 1. Calores Específicos a presión constante de los gases	192
Tabla N° 2. Calores Específicos a volumen constante de los gases	193
Tabla N° 3. Viscosidad Dinámica de los Gases de Com- bustión	194
Tabla N° 4. Conductividad Térmica de los Gases de Combustión	194
Tabla N° 5. Composición y Características del Gas Combustible	195
Tabla N° 6. Composición y Características del Com- bustible líquido	195
Tabla N° 7. Propiedades Termodinámicas del Agua y Vapor de Agua en los estados de satura- ción. Parámetro de entrada: Presión	196
Tabla N° 8. Propiedades Termodinámicas del Vapor So- brecalentado	197
Tabla N° 9. Calor Específico Agua y Vapor de Agua	201
Tabla N°10. Viscosidad Dinámica y Conductividad Tér- mica del Vapor de Agua	202
Tabla N°11. Funciones Modificadas de Bessel Primera Especie Ordenes Nulo y Primero	204

Tabla N°12. Funciones Modificadas de Bessel Segunda Especie Ordenes Nulo y Primero	205
Tabla N°13. Esfuerzos permisibles en tubos de acero para temperaturas de 650-900°F	206
Tabla N°14. Tubos de acero sin costura para calde- ros	207
Tabla N°15. Espesor de pared de tubos para Conden- sadores	208
Tabla N°16. Proporciones de Condensadores de Super- ficie	208
Tabla N°17. Factor de corrección por temperatura de entrada de agua en Condensadores	208
Tabla N°18. Factor de material y espesor en Conden- sadores	209

PROLOGO

El principal objetivo del presente trabajo es determinar la Factibilidad de utilizar e instalar un Ciclo Combinado Gas-Vapor en la Central Eléctrica Malacas como alternativa para incrementar su potencia instalada.

Para determinar las necesidades se tiene como base el estudio de la Proyección de la Demanda de Energía Eléctrica. Esto incluye el crecimiento natural de la demanda y la instalación de nuevos proyectos propios de Petróleos del Perú S.A.

Es necesario establecer la situación actual de las instalaciones y equipos involucrados por tal motivo, se describirán los equipos principales y auxiliares de la Central Eléctrica Malacas y, debido a la antigüedad de los equipos, se analizará la vida útil remanente y sus efectos en la instalación del proyecto propuesto. También se darán los principios de la operación de los Turbogeneradores a gas.

Las características de los gases de escape de las Turbinas a Gas definen las características del Ciclo Combinado. Basándose en estas características, se establecen los parámetros del Ciclo de Vapor y del Ciclo Combinado.

Se establecerán las características de los equipos necesarios para la integración de una Planta de Ciclo Combinado Gas-Vapor en Malacas y se darán los criterios

para el diseño térmico del Generador de Vapor por Recuperación de Calor de los Gases de escape de los Turbogeneradores a gas y se determinarán sus principales parámetros: número de etapas, dimensiones totales, número de tubos por etapa y condiciones de operación (presión, temperatura, capacidad).

Actualmente hay muchos fabricantes de Generadores de Vapor por Recuperación de Calor o simplemente Recuperadores de Calor, esto significa que se puede contar con el equipo adecuado para nuestras necesidades sin mayor dificultad. Pero siendo el Recuperador de Calor el elemento más importante del Ciclo Combinado, es conveniente profundizar su estudio para ir más allá del diseño térmico y estar en capacidad de poder realizar su diseño completo. De este modo, si no es posible su construcción localmente, por lo menos, se puede seleccionar el equipo más conveniente a nuestras necesidades.

Deseo expresar mi reconocimiento al personal del Departamento de Servicios Industriales de Petróleos del Perú S.A.-ONP por su valiosa colaboración en el desarrollo del presente trabajo.

CAPITULO I

INTRODUCCION

La Central Eléctrica Malacas está ubicada en la ciudad de Talara y es de propiedad de Petróleos del Perú S.A. Cuenta con tres turbogeneradores a gas marca Mitsubishi, modelo MW-191G, de 18 MW de potencia nominal ISO cada uno.

De acuerdo a la proyección de la demanda del Sistema Eléctrico de Petróleos de Perú - Noroeste, a corto plazo nos encontraremos en la situación crítica de no poder **cubrir** la demanda de Energía Eléctrica. Por este motivo la necesidad de incrementar la Potencia Instalada de la Central tiene carácter urgente y prioritario.

La Cogeneración es un ciclo termodinámico que implica recuperar el calor de los gases de escape de un proceso de combustión (turbinas a gas, hornos, reformadores, incineradores, reactores, etc.) con el fin de utilizarlo en la producción de vapor en un Recuperador de Calor. Este vapor puede conducirse directamente a procesos o a una turbina de vapor para producir energía eléctrica, denominándose en este caso Ciclo Combinado. De este modo la eficiencia total de la instalación se incrementa considerablemente permitiendo un ahorro significativo de combustible.

La recuperación del calor de los gases de escape es una práctica que se utiliza desde hace mucho años (fines de 1800 a inicios de 1900), así en la década de 1950, en los E.E.U.U. suministraba alrededor del 15% de las necesidades energéticas. Posteriormente, a medida que los combustibles se hacían más baratos y los equipos más eficientes, el uso de la Cogeneración se fue dejando de lado.

Con el incremento del costo de los combustibles y la disminución de su disponibilidad, es obligatorio su uso de manera más racional y eficiente, motivos por los cuales, el uso de la Cogeneración ha cobrado un verdadero auge. Tal es la importancia de la mejor utilización de los combustible que en los países industrializados como E.E.U.U. de N.A., Japón, Alemania, Inglaterra, etc y en otros países como India, Turquía, Pakistán, Indonesia, Taiwan, etc. la utilización de la Cogeneración se está convirtiendo en práctica corriente.

En el pasado se daba mayor importancia a la recuperación de calor de los gases de escape de la manera más económica posible. Esto permite tener un costo inicial bajo pero la recuperación de calor no es tan eficiente como pudiera ser.

En la actualidad se da mayor importancia a la recuperación de la máxima cantidad de energía, que si bien significa un mayor costo inicial, la inversión se recupera a corto plazo, teniendo resultados económicos muy convenientes.

El propio desarrollo de la **tecnología de** la fabricación de las Turbinas a Gas permite obtener mejores resultados. Si las turbinas de tecnología de los años sesenta tenían una Temperatura de Ingreso a la Turbina (TIT) de 900°C, temperatura de gases de escape de 400-500°C y eficiencias de 25 a 27% que con Cogeneración la eficiencia total de la instalación podía aumentarse hasta 40%, en el presente se tienen Turbinas a Gas con TIT de más de 1200°C, temperatura de gases de escape de 580 a 600°C y eficiencias de 35% que con Cogeneración se alcanza una eficiencia total de la instalación mayor de 50%.

La Cogeneración se está empleando ampliamente en grupos generadores de capacidades muy diversas: desde pequeños grupos electrógenos de 1 MW (uso residencial) hasta en grandes centrales de 1200 MW. La Cogeneración no está limitada a las turbinas a gas. También existen equipos recuperadores en grupos alternativos.

Generalmente en las Centrales de Ciclo Combinado, las dos terceras partes de la potencia total, son generadas por los turbogeneradores a gas y la parte restante por los turbogeneradores a vapor.

Se pueden citar los siguientes ejemplos de Instalaciones de Ciclo Combinado:

1. Fabricante : Asea Brown Boveri, modelo KA M-1, año 1989, potencia total 12.6 MW, eficiencia total 44.5%.
2. Fabricante: Turbo Power, modelo FTB Power Pac, año 1990, potencia total 32.28 MW, eficiencia total 48.7%.

3. Fabricante Asea Brown Boveri, modelo KA 8-1, año 1983, potencia total 70.1 MW, eficiencia total 47.5%

4. Fabricante: Mitsubishi Heavy Industries, modelo MFCP1(501F), año 1989, potencia total 222 MW, eficiencia total 51.4%.

El elemento mas importante de la Cogeneración es el Recuperador de calor. El ciclo será eficiente en la medida que lo sea el Recuperador. Para que éste sea eficiente, es necesario que esté correctamente dimensionado para los requerimientos del Ciclo. Esto significa que el Recuperador de Calor debe trabajar satisfactoriamente en el punto de diseño y a cargas parciales. La inversión de capitales que se hace en estos equipos es grande, por este motivo, se debe tener especial cuidado en la selección del Recuperador para asegurar que el proyecto tenga éxito.

En nuestro medio, todavía no se ha difundido el uso de la Cogeneración. A excepción de la Central Térmica de Chilina, Arequipa, en el Perú no existe otra instalación con Cogeneración o con Ciclo Combinado. Por lo tanto es necesario e importante realizar estudios sobre este ciclo con la finalidad de adquirir la experiencia necesaria para poder discernir en el momento oportuno qué es lo más conveniente para la Empresa, para el País.

El presente trabajo consta de seis capítulos. En el capítulo II, se hace una definición de los principales parámetros de los Sistemas Eléctricos, una breve Historia de los Sistemas Eléctricos de Petróleos del Perú.

Noroeste y una breve descripción de los Sistemas Eléctricos de Malacas, Talara-Verdún y Portachuelo. Asimismo se ha elaborado una Proyección de la Demanda Industrial y Urbana sobre la base de su crecimiento vegetativo y de los proyectos futuros. Cabe mencionar que la realización de estos proyectos está íntimamente ligada a la capacidad de generación que se tenga al momento de su ejecución. Luego se hace una descripción algo detallada de equipos principales y auxiliares de la Central Eléctrica Malacas, así como de su operación. Por último, se describen los principales factores que afectan a la vida útil de los elementos críticos de los turbogeneradores a gas y se analizan las necesidades de repotenciar la Central teniendo en cuenta que ya cuenta con quince años de operación.

En el capítulo III se hace un balance térmico para el Ciclo de trabajo actual de las Turbinas MW-191G. Este balance está orientado a poder evaluar el Ciclo Combinado y establecer los parámetros de diseño del Recuperador de Calor. Esto implica que adicionalmente se realice un balance térmico para el Ciclo de Vapor. El Ciclo de Vapor considerado es un Ciclo Simple, con Turbina de Condensación de una sola presión sin extracciones intermedias.

En el Capítulo IV se analizan dos posibles alternativas para incrementar la Potencia Instalada de la Central Eléctrica Malacas. La primera considera la instalación de una nueva Central Térmica de 16 MW en adición a la ya

existente. La segunda alternativa considera la Integración del Ciclo Combinado al Ciclo existente.

En el Capítulo V se estudia la Cogeneración en general, se enumeran tres tipos de Ciclo Combinado determinados por la existencia o no de combustión adicional y en caso de emplearse esta opción, el lugar donde se lleva a cabo. Se establecen los parámetros del Ciclo de Vapor, determinados por las condiciones de los gases de escape de la Turbinas a Gas. Teniendo definidos los Ciclos de Gas y de Vapor, se determina el Ciclo Combinado propuesto.

Se describen el procedimiento del diseño de los Recuperadores de Calor y las consideraciones para su diseño como son Delta de Temperatura Crítico(en Inglés, Pinch Point), Cargas de Calor, Configuración de la Superficie, Coeficientes de Transferencia de Calor y la Caída de Presión ocasionada al instalar el Recuperadores. Por último, se analiza la influencia que tiene el incremento en la Caída de Presión sobre la capacidad de la Turbina a Gas.

Considerando la laboriosidad de realizar los cálculos de los Balances Térmicos del los Ciclos de Gas, de Vapor y Ciclo Combinado para diversas condiciones de operación, así como para los Recuperadores de Calor, se creyó conveniente desarrollar una aplicación para Microcomputadoras con el fin de contar con una herramienta que permita evaluar rápida y eficientemente las distintas alternativas, configuraciones y condiciones de diseño y de trabajo.

En el Capítulo VI, se dan las pautas para realizar la Evaluación Económica de los Proyectos de Inversión. Este método es el empleado en Petróleos del Perú S.A. Las alternativas evaluadas son: Instalar dos Recuperadores de Calor con capacidad suficiente para recuperar cada uno el calor de los gases de escape de un solo turbogenerador a gas, la segunda alternativa implica instalar un solo Recuperador de Calor con capacidad suficiente para recuperar el calor de dos turbogeneradores a gas.

CAPITULO II

SISTEMAS ELECTRICOS EN EL NOROESTE

2.SISTEMAS ELECTRICOS EN EL NOROESTE.

2.1.Definición de parámetros de los Sistemas Eléctricos

1.Potencia instalada (PI):

Es la suma de las potencias nominales de las unidades del sistema.

2.Máxima demanda (MD):

Es la máxima potencia en KW entregada por una central o conjunto de centrales interconectadas en un período (día, mes, año).

3.Potencia efectiva (PE):

La potencia efectiva de una unidad es su potencia nominal afectada por un factor que incluye la capacidad de la unidad en el sitio, la pérdida de eficiencia por las horas de operación y el envejecimiento y es igual a la máxima potencia que puede entregar continuamente la unidad en el sitio entre reparaciones generales. En la C.E.Malacas, este factor es de 0.833.

La potencia efectiva de un sistema es la suma de las potencias efectivas de las unidades que lo conforman.

4.Potencia efectiva para mantenimiento (PERM):

Es la potencia que en condiciones normales debe estar en mantenimiento programado. Normalmente es la potencia efectiva de la unidad de mayor potencia del sistema. Esta

potencia no debe comprometerse para satisfacer la demanda.

5. Potencia Garantizada (PG)

Es la potencia del sistema con la que podemos contar en todo momento, su valor es igual a la potencia efectiva del sistema menos la potencia efectiva de reserva para mantenimiento.

2.2. Breve historia de los Sistemas Eléctricos del Noroeste

Hasta 1971 los Sistemas Eléctricos del Noroeste: Talara-Verdún, Portachuelo, El Alto y Los Organos fueron operados por Petroperú S.A. en calidad de autoproducción.

El 28 de diciembre de 1971, el Ministerio de Energía y Minas con R.S. 387-71 EM/DS autorizó la transferencia de los Sistemas Eléctricos del Noroeste a los Servicios Eléctricos Nacionales (Hoy Electronoroeste S.A.) llevándose a cabo la transferencia el 22 de junio de 1972 con excepción del Sistema Eléctrico de El Alto.

En 1974 inicia sus operaciones la Central Eléctrica Malacas de propiedad de Petróleos del Perú S.A. y operada por Electroperú S.A. (hoy Electronoroeste S.A.).

El 11 de octubre de 1979, el Ministerio de Energía y Minas con R.M. 713-79 EM/DGE autoriza la transferencia de las centrales eléctricas Talara, Verdún, Portachuelo, Los Organos y Malacas a Petroperú S.A., haciéndose efectiva el 9 de agosto de 1981. Desde esta fecha Petroperú S.A., administra los Sistema Malacas, Talara-Verdun, Por-

tachuelo y Los Organos en las etapas de generación y transmisión en Alta Tensión.

2.3.Sistema Malacas

Este sistema es el más importante para Petróleos del Perú por ser el más grande y alimentar cargas industriales importantes como son : Complejo de Fertilizantes, Refinería Talara, Planta de Solventes, Negro de Humo y toda el área norte, especialmente las Estaciones de Compresores de Gas Natural. Ver cuadro N°1.

CUADRO N°1. CENTRAL ELECTRICA MALACAS.UNIDADES.

Nº	Potencia Nominal KW	Potencia Efectiva KW	Tension KV	Tipo Turbina	Año de Inst.
A	18,000	15,000	13.2	Gas	1974
B	18,000	15,000	13.2	Gas	1974
C	18,000	15,000	13.2	Gas	1974
TOTAL	54,000	45,000			

Potencia instalada	: 45000 KW
Potencia de reserva para mantenimiento	: 15000 KW
Potencia garantizada	: 30000 KW
Eficiencia	: 23.0 %
Costo de generación	: 7.33 ¢US\$/KW-h

2.4.Sistema Talara-Verdun

Es el segundo sistema en importancia y tamaño. Alimenta parte de Refinería Talara, las Plantas de procesamiento de gas natural de la zona de Talara. Incluye las centrales eléctricas de Talara y de Verdún. Ver cuadros 2 y 3.

CUADRO N°2. CENTRAL ELECTRICA TALARA.UNIDADES.

N°	Potencia Nominal KW	Potencia Efectiva KW	Tension KV	Tipo Motor	Año de Inst.
1	700	560	2.4	Gas 2 T	1946
3	1200	960	2.4	G/D 4 T	1951
4	1200	960	2.4	G/D 4 T	1951
5	1200	960	2.4	G/D 4 T	1954
TOTAL	5500	4400			

CUADRO N°3. CENTRAL ELECTRICA VERDUN.UNIDADES

N°	Potencia Nominal KW	Potencia Efectiva KW	Tension KV	Tipo Motor	Año de Inst.
1	400	320	2.4	Gas 2 T	1944
3	700	560	2.4	Gas 2 T	1944
4	700	560	2.4	Gas 2 T	1944
5	700	560	2.4	Gas 2 T	1944
6	770	600	2.4	Gas 2 T	1944
7	2000	1600	2.4	Gas 4 T	1956
8	2250	1800	2.4	Gas 4 T	1957
9	1500	1200	2.4	Gas 4 T	1978
10	2500	2000	2.4	Gas 2 T	1979
13	1100	900	2.4	Turb.G/D	1990
TOTAL	12620	10100			

Potencia instalada Talara - Verdún : 18120 KW
 Potencia de reserva para mantenimiento : 2000 KW
 Potencia garantizada : 12500 KW
 Eficiencia : 29.3 %
 Costo de generación : 8.53¢US \$/KW-h

2.5. Sistema Los Organos

Este sistema es pequeño como se puede apreciar en el cuadro N°4. Alimenta cargas de Producción, Oficinas Administrativas y Población del Area del distrito de Los Organos. Actualmente esta conectado al Sistema de Malacas a través de la S.E. de El Alto. Dada la longitud y el estado de las líneas de transmisión, generalmente opera una unidad para compensar la caída de voltaje y en casos de quedar fuera de servicio la terna que alimenta la zona Norte desde Malacas.

CUADRO N°4. CENTRAL ELECTRICA LOS ORGANOS.UNIDADES.

Nº	Potencia Nominal KW	Potencia Efectiva KW	Tension KV	Tipo Motor	Año de Inst.
3	250	200	2.4	Gas 4 T	1960
4	250	200	2.4	Gas 4 T	1960
5	400	320	2.4	Gas 4 T	1980
TOTAL	900	720			

Potencia instalada	• 900 KW
Potencia de reserva para mantenimiento :	320 KW
Potencia garantizada	: 720 KW
Eficiencia	• 25.8 %
Costo de generación	: 11.90 ¢US \$/KW-h

2.6. Proyección de la demanda de energía eléctrica

En el análisis de la proyección de la demanda de energía eléctrica debe considerarse los Sistemas Talara-Verdún y Malacas, como un solo Sistema debido a que en breve serán interconectados para conseguir un mejor aprovechamiento de la reserva de las tres Centrales. Por este motivo, en adelante todo lo concerniente a demandas,

cargas y capacidad de generación se refiere a las tres centrales integrando un Sistema Malacas-Talara-Verdún.

En el cuadro N° 5 se aprecia la proyección de la demanda de Energía Eléctrica del Sistema Eléctrico de Petroperú incluyendo la instalación de nuevos proyectos y el crecimiento vegetativo.

En el cuadro N° 6 se aprecia la capacidad de generación actual del Sistema Eléctrico de Petroperú y la reserva con que se cuenta. Hasta el año 1989 ha sido 41600 KW. En 1990 se ha instalado una Turbina a Gas Ruston modelo TA 1750 transferida de Operaciones Oleoducto con una capacidad efectiva de 900 KW. Esto aumenta la capacidad de generación a 42500 KW.

En el cuadro N°6 y la figura N° 1 se puede observar que la capacidad actual de generación del Sistema Eléctrica de Petroperú solamente satisface la demanda hasta el año 1991. A partir del año 1992 tendremos un déficit en la generación. Obviamente esto tendría graves consecuencias, principalmente para el proceso productivo de la empresa.

Por este motivo es urgente tomar medidas orientadas a incrementar la potencia instalada del Sistema Eléctrico. En el cuadro N° 7 se observa la capacidad de generación del Sistema incluyendo un incremento de potencia instalada de 16 MW en una sola etapa partir del año 1992. En la figura N° 2 se grafican la demanda del Sistema y la Capacidad de Generación con el incremento de 16 MW. En el cuadro N°8 se observa la capacidad de generación del

Sistema incluyendo el incremento de potencia en dos etapas, la primera en 1992 de 8 MW y la segunda en 1995, también de 8 MW. En la figura N°3 se grafican la Máxima Demanda y la capacidad de generación del Sistema incluyendo en incremento de potencia en dos etapas. En ambos casos, es posible cubrir la demanda hasta después del año 2000.

En el presente trabajo se consideran dos alternativas (cuyas características serán analizadas en el capítulo 4) para aumentar la potencia integrada del Sistema:

1. Instalar una nueva Central Térmica. (En adición a las existentes)
2. Integrar el Ciclo Combinado en la Central Eléctrica Malacas.

CUADRO N°5

PROYECCION DE LA DEMANDA DE ENERGIA ELECTRICA PETROPERU - NOROESTE

	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
SISTEMA MALACAS												
INDUSTRIAL	(1): 22800	22900	23450	23450	23850	23850	23850	23900	24150	24150	24150	24150
	(2): 120	391	1426	5318	7142	7322	7478	7478	7478	7478	7478	7478
		22920	23291	24876	28768	30992	31172	31328	31628	31628	31628	31628
URBANA	5016	5184	5483	5638	5650	5867	6039	6250	6469	6696	6930	7172
fd=0.8		100	650	1150	1650	1730	1930	1998	2067	2140	2215	2292
	5016	5264	6003	6558	6970	7251	7583	7848	8123	8408	8702	9006
TOTAL MALACAS	26539	27127	29335	33560	36064	36502	36965	37265	37763	38034	38314	38602
fd=0.95												
SIST. TALARA-VERDUN:												
INDUSTRIAL	(1): 3670	3670	3670	3670	3670	3670	3854	3854	3854	3854	4047	4047
	(2):		100	650	1655	2565	2565	2565	2565	2565	2565	2565
fd=0.6		3670	3730	4060	4663	5393	5393	5393	5393	5393	5586	5586
URBANA	3830	3964	4102	4246	4394	4548	4707	4872	5042	5219	5401	5590
fd=0.8		1414	1923	2234	2423	2700	3067	3174	3285	3400	3519	3643
	3830	5095	5640	6033	6332	6708	7161	7411	7670	7939	8216	8504
TOTAL TAL-VER	7125	8327	8902	9589	10446	11496	11926	12164	12410	12665	13112	13386
fd=0.95												
TOTAL INDUSTRIAL	26590	26961	28606	32828	35655	36565	36721	36771	37021	37021	37214	37214
TOTAL URBANA	8846	10359	11643	12591	13302	13959	14744	15260	15793	16347	16918	17510
fd=0.95												
TOTAL GENERAL	33664	35454	38237	43148	46510	47998	48891	49429	50173	50700	51426	51988
(1) DEMANDA ACTUAL												
(2) PROYECTOS FUTUROS												

CUADRO N°6

CAPACIDAD DE GENERACION DEL SISTEMA ELECTRICO PETROPERU - NOROESTE

	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
C.E.MALACAS	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000
CC.EE.TAL-VERD	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600
AMPL.TAL-VERD	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900
TOTAL	:41600	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500	:42500
MAXIMA DEMANDA	:33664	:35454	:38236	:43148	:46509	:47997	:48891	:49429	:50172	:50699	:51425	:51987
RESERVA	:7936	:7046	:4264	:-648	:-4009	:-5497	:-6391	:-6929	:-7672	:-8199	:-8925	:-9487

CUADRO N° 7

CAPACIDAD DE GENERACION DEL SISTEMA EL CT RICO PET ROPERU - NOROESTE
INSTALACIONES Y CICLO COMBINADO EN UNA ETAPA

	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
C.E. MALACAS	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000
CC.EE. TAL-VERD	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600
AMPL. TAL-VERD	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900
CICLO COMB.				16000	16000	16000	16000	16000	16000	16000	16000	16000
TOTAL	41600	42500	42500	58500	58500	58500	58500	58500	58500	58500	58500	58500
MAXIMA DEMANDA	33664	35454	38236	43148	46509	47997	48891	49429	50172	50699	51425	51987
RESERVA	7936	7046	4264	15352	11991	10503	9609	9071	8328	7801	7075	6513

CUADRO N°8

CAPACIDAD DE GENERACION DEL SISTEMA ELECTRICO PETROPERU - NOROESTE
 INSTALACION DE CICLO COMBINADO EN DOS ETAPAS

	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
C.E. MALACAS	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000	:30000
CC.EE. TAL-VERO	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600	:11600
AMPL. TAL-VERO	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900	:900
CICLO COMB.	:	:	:	:8000	:8000	:8000	:16000	:16000	:16000	:16000	:16000	:16000
TOTAL	:41600	:42500	:42500	:50500	:50500	:50500	:58500	:58500	:58500	:58500	:58500	:58500
MAXIMA DEMANDA	:33664	:35454	:38236	:43148	:46509	:47997	:48891	:49429	:50172	:50699	:51425	:51987
RESERVA	:7936	:7046	:4264	:7352	:3991	:2503	:9609	:9071	:8328	:7801	:7075	:6513

Figura N 1.
Sistema Eléctrico Petrop Perú - ONO
Proyección de la Máxima Demanda

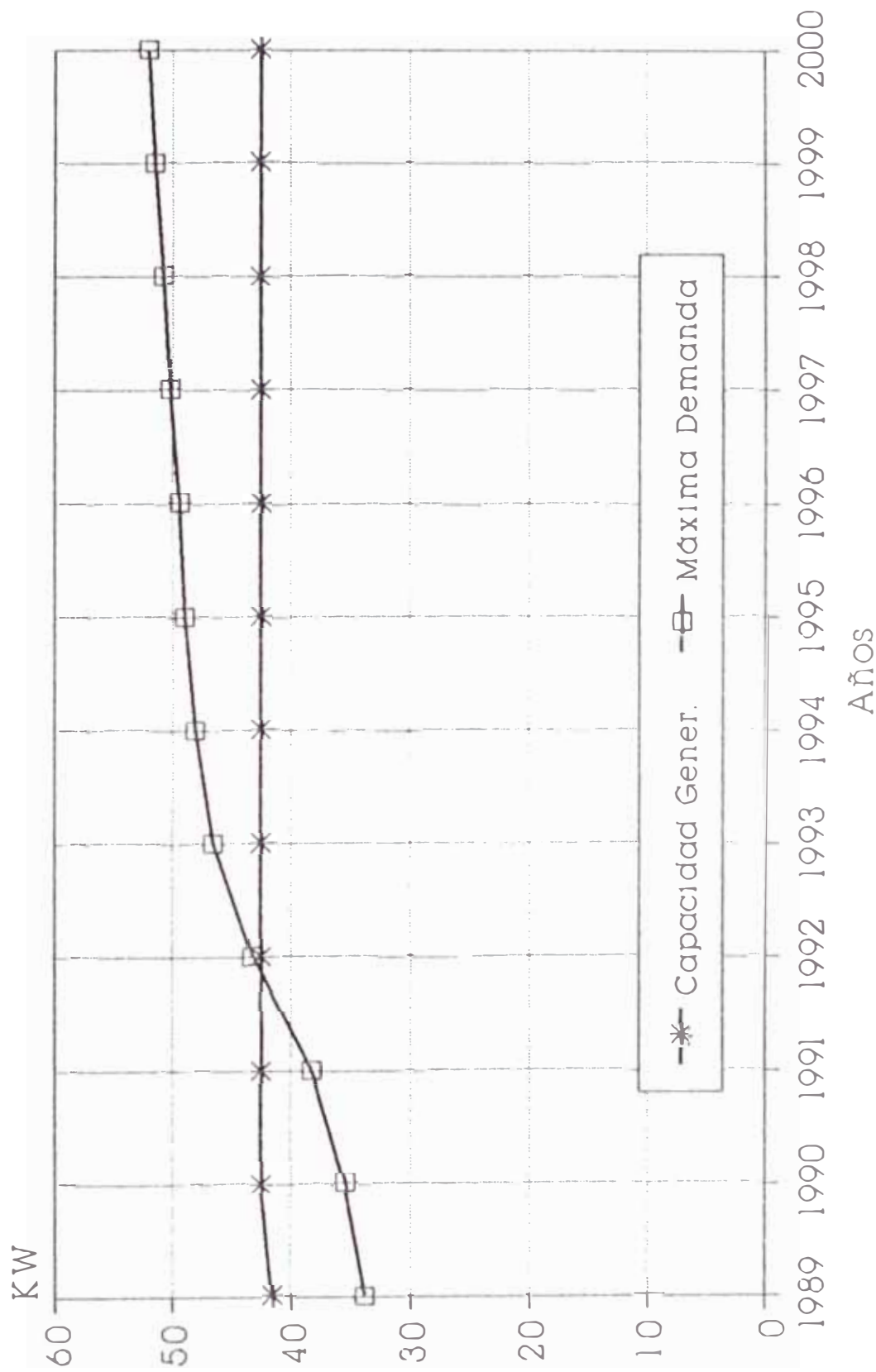


Figura N 2
 Sistema Eléctrico Petrop Perú - ONO
 Ampliac.de Gener.una Etapa/Máx.Demanda

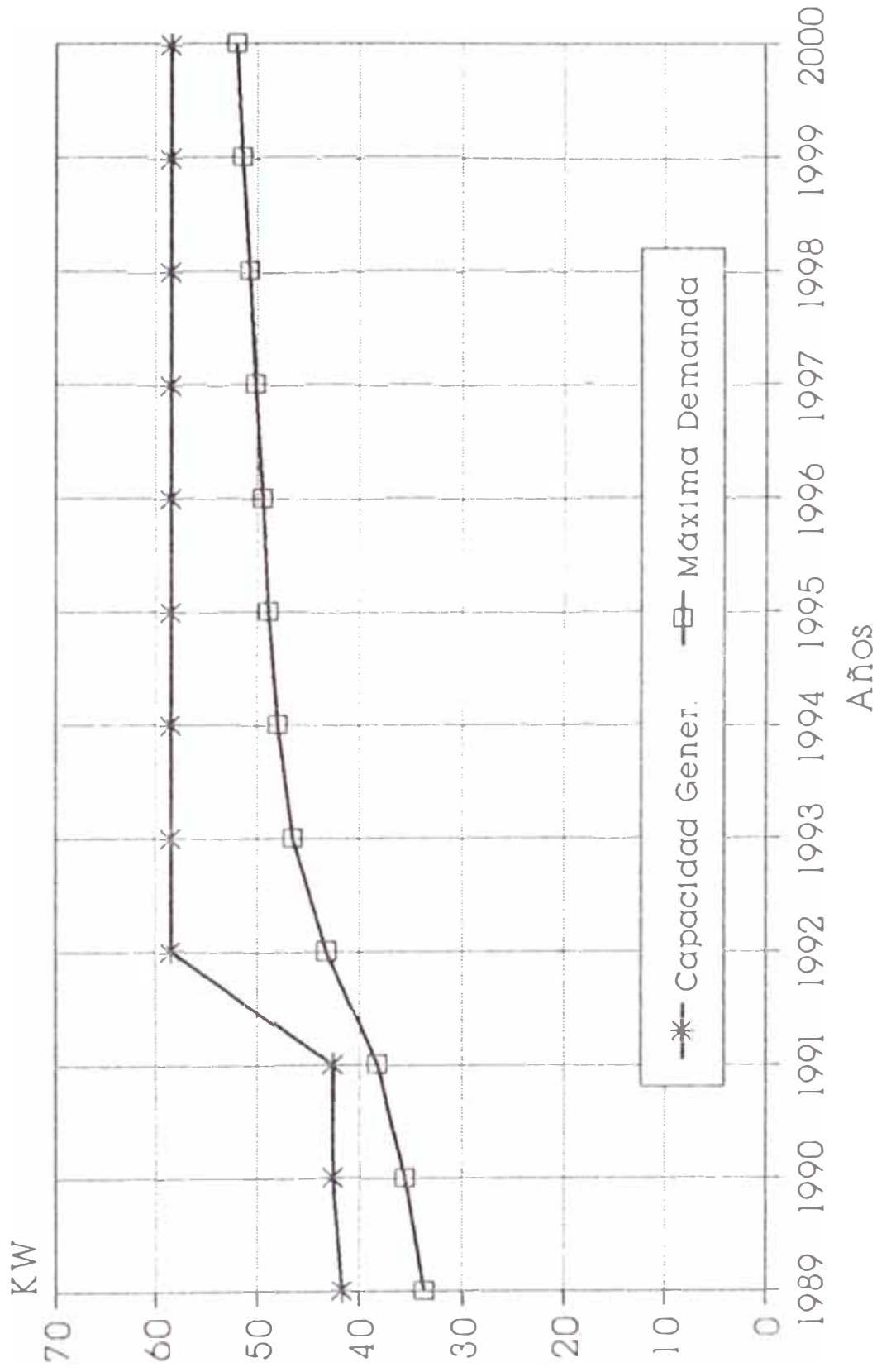
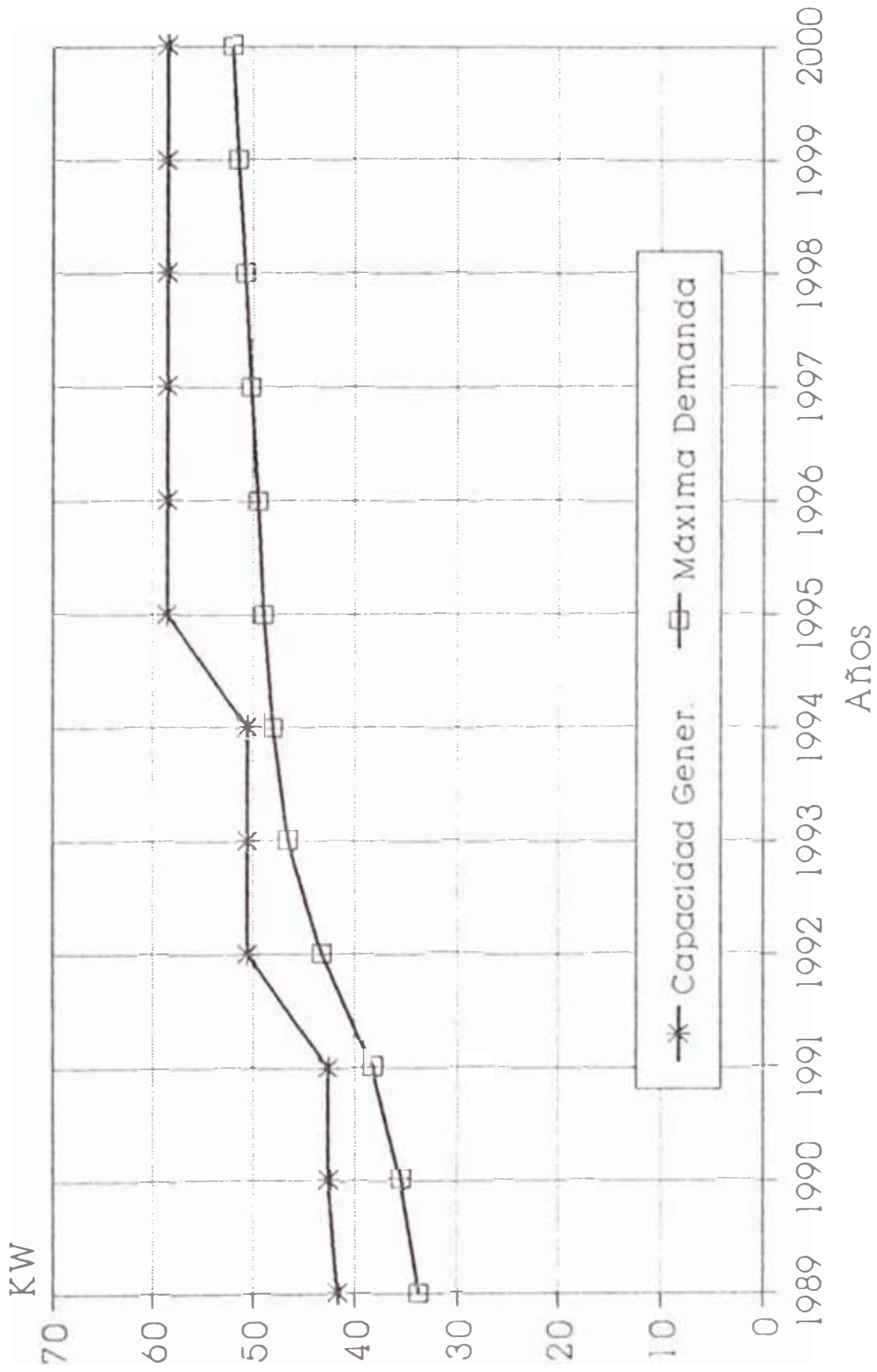


Figura N 3
 Sistema Eléctrico Petropetrú - ONO
 Ampliac.de Gener.dos Etapas/Máx.Demanda



2.7. Central Eléctrica Malacas

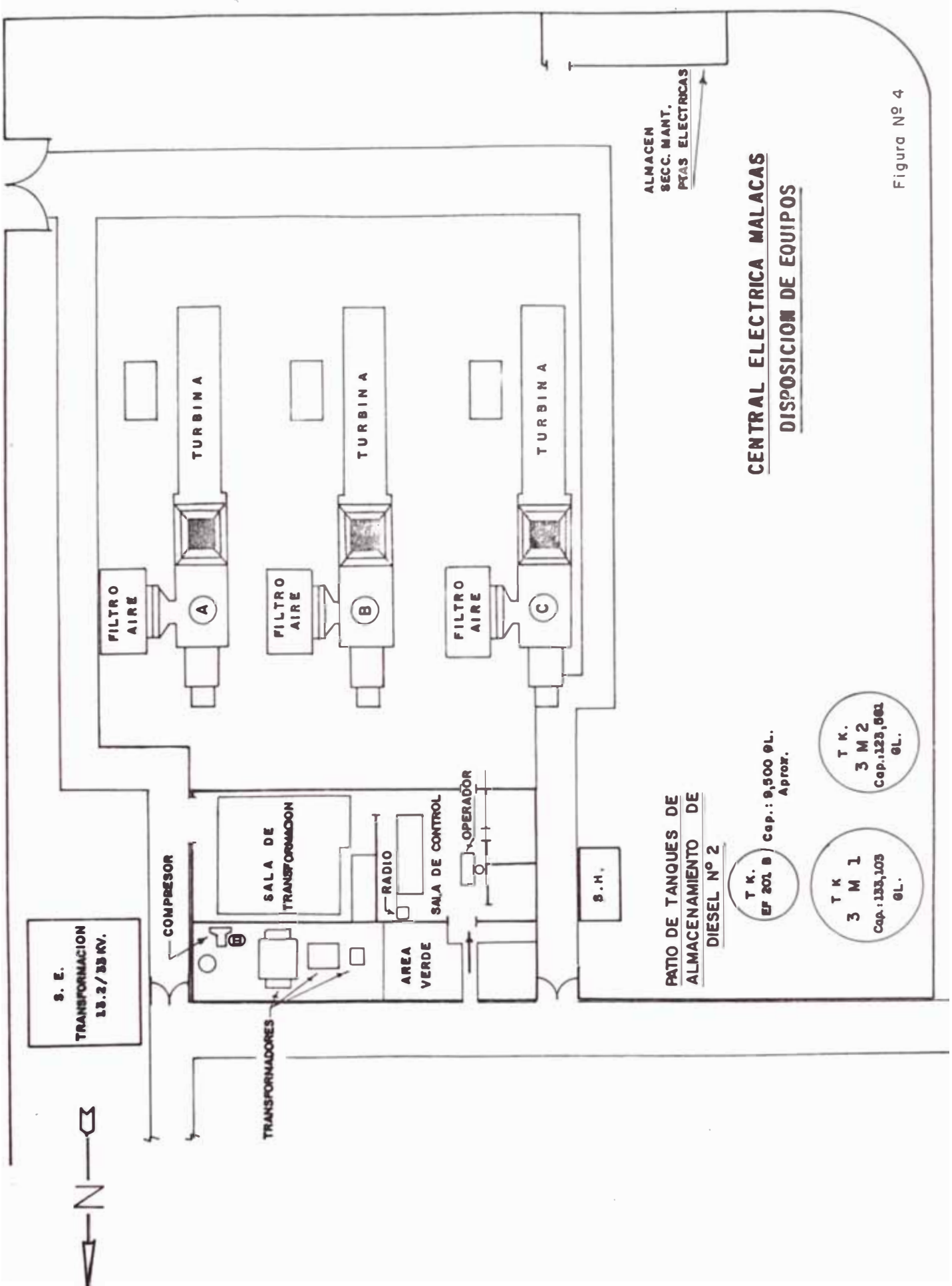
2.7.1. Descripción general

La Central Eléctrica Malacas, situada en la ciudad de Talara, inició sus operaciones en 1974. De propiedad de Petroperú S.A. era operada por Electronorte S.A. (hoy Electronoroeste S.A.) hasta el año 1981 en que se hizo efectiva la transferencia autorizada

Esta Central Eléctrica cuenta con tres turbogeneradores a gas marca Mitsubishi-Westinghouse, modelo MW-191G de 18 MW de potencia base ISO con una tensión de generación de 13.2 KV. Un esquema de la planta se encuentra en la figura N° 4.

Estos turbogeneradores son compactos del tipo paquete de ciclo simple abierto, con una potencia base ISO (15°C, presión atmosférica de 1.013 bar) de 18,000kW y 19,350kW de potencia pico y una velocidad de rotación de la turbina de 4913 rpm. En el sitio, debido a las condiciones ambientales, la potencia efectiva es de 15 MW. La figura N° 5 muestra un corte longitudinal de este turbogenerador incluyendo sus auxiliares.

La unidad esta formada por varios compartimientos en donde se acondicionan los equipos principales y auxiliares que se requieren para su funcionamiento. De esta manera tenemos un compartimiento para la turbina, la cámara de combustión, el compresor, el motor de arranque y accesorios; otro compartimiento para el generador y la excitatriz y por último el compartimiento de control local donde se encuentran todos los dispositivos e instru



CENTRAL ELECTRICA MALACAS
DISPOSICION DE EQUIPOS

PATIO DE TANQUES DE
 ALMACENAMIENTO DE
 DIESEL N° 2

T. K.
 EF 201 B / Cap.: 9,500 GL.
 Aprox.

T. K.
 3 M 1
 Cap.: 133,103
 GL.

T. K.
 3 M 2
 Cap.: 123,061
 GL.

ALMACEN
 SECC. MANT.
 PTAS ELECTRICAS

Figura N° 4

mentos de control, protección y **operación** del turbogenerador.

Los componentes principales de los turbogeneradores a gas son : compresor, cámara de combustión, turbina y generador.

El funcionamiento de la instalación es como sigue: el aire es comprimido mediante el compresor axial y dirigido a la cámara de combustión donde se mezclan el aire con el combustible para generar gases de combustión con altas velocidades y temperaturas. Estos gases se conducen hasta la turbina donde se expanden proporcionando la energía necesaria para mover el compresor y el generador.

Estos turbogeneradores a gas cuentan con un sistema de inyección dual de manera que pueden operar tanto con combustible gaseoso (gas natural) como con combustible líquido (diesel N°2).

Las unidades cuentan con sistemas de protección y control hidráulicos, neumáticos, electromecánicos y electrónicos.

2.7.2. Turbinas a gas

Las turbinas a gas tienen las siguientes características:

Tipo	: ciclo abierto un eje
Modelo	: MW-191
Marca	: Mitsubishi-Westinghouse
Potencia base ISO	: 18555 kW
Cons. calor espec. (gas)	: 12950 Btu/kW-hr
Potencia pico ISO	: 19220 kW

Cons.calor espec.(gas)	: 12740 Btu/kW-hr
Relación de compresión	: 7.0
Flujo de aire	: 273 lb/s
Velocidad	: 4913 rpm
Temp.gases escape	: 400°C
Peso seco	: 85000 kg
Combustible	: gas o diesel N°2
Primera veloc.crítica	: 1525 rpm
Segunda veloc.crítica	: 3795 rpm
Tercera veloc.crítica	: 6700 rpm

2.7.3.Generadores

Los generadores tiene las siguientes características:

Tipo	: abierto, ventilado por aire
Marca	: Westinghouse
Capac.nominal a 13°C	: 241488 KVA
Tensión	: 13.2 KV
Frecuencia	: 60 Hz
Factor de potencia	: 0.80
Veloc.de sinc.	: 3600 rpm

La excitatriz tiene las siguientes características:

Tipo	: sin escobillas
Tensión	: 250 V
Capacidad	: 85 kW

2.7.4.Equipos auxiliares de los turbogeneradores

1.Motor de arranque

Sirve para arrancar la instalación turbogeneradora dando el giro inicial a la turbina hasta que ésta pueda acelerarse por sí misma

Tipo : motor diesel 12 cilindros en V
 Modelo : Mitsubishi 12DH2OPT
 Potencia : 390 kW
 Velocidad : 1800 rpm

2.Reductor principal

Reduce la velocidad de la turbina a la velocidad síncrona del generador.

Tipo : doble helicoidal
 Vel.de entrada : 4913 rpm(turbina)
 Vel.de salida : 3600 rpm(generator)
 Capacidad : 19500 kW

3.Reductor auxiliar

Durante el arranque, conecta al motor de arranque con la turbina. Durante la operación normal, conecta la turbina con el reductor secundario que a su vez acciona la bomba principal de lubricación).

Tipo : helicoidal
 Veloc.de entrada : 4913 rpm (turbina)
 Veloc.de entrada : 2495 rpm (motor de arranque)
 Veloc.de salida : 3659rpm (reductor secundario)

4.Bomba principal de lubricación

Suministra presión de aceite para lubricación de los cojinetes de la turbina, el compresor y el generador, es accionada por la turbina mediante el conjunto reductor auxiliar y reductor secundario.

Tipo : tornillo
 Capacidad : 1600 l/s

Velocidad : 1951 rpm
 Presión de descarga : 8.8 kg/cm²

5. Dispositivo de giro lento (virador)

Permite que la turbina fuera de servicio continúe girando lentamente para evitar la deflexión del rotor debida al efecto térmico.

Vel. lado turb. : 6 rpm
 Motor
 Potencia : 3.7 kW - CC
 Velocidad : 1800 rpm

6. Bomba auxiliar de lubricación

Permite la lubricación de los cojinetes principales cuando la turbina se encuentra fuera de servicio.

Tipo : centrífuga vertical
 Capacidad : 800 l/s
 Presión : 1.2 kg/cm²
 Motor
 Potencia : 4.2 kW - CC
 Velocidad : 1500 rpm

7. Enfriador de lubricante

Su función es enfriar el aceite que sale de los cojinetes de la turbina, el compresor y el generador.

Tipo : radiador enf. por aire
 Capacidad : 5 x 10⁵ kcal/hr
 Motores de los ventiladores (6 unidades)
 Potencia : 2.2 kW CA
 Velocidad : 1200 rpm

8. Bomba de drenaje de combustible

Permite retornar al tanque diario el combustible líquido acumulado en la cámara de combustión

Tipo	: engranajes
Capacidad	: 10 l/min
Presión	: 2.5 kg.cm ²
Motor	
Potencia	: 0.4 kW - CA
Velocidad	: 1200 rpm

9. Compresor de aire

Suministra aire para el arranque del motor diesel de arranque

Tipo	: alternativo, dos etapas
Desplazamiento	: 0.69 m ³ /min
Velocidad	: 740 rpm
Motor:	
Potencia	: 7.5 kW CA
Velocidad	: 1800 rpm
Reservorios:	
Para embrague	: 0.15 m ³
Arranque, atom, e inst.	: 2.65 m ³

10. Bomba de combustible líquido

Es la bomba de alimentación de combustible líquido, es accionada por la turbina mediante el reductor auxiliar y el reductor secundario

Tipo	: tornillo
Capacidad	: 160 l/min
Presión	: 60 kg/cm ²

Motor:

Potencia : 30 kW - CA

Velocidad : 3600 rpm

11.Reductor secundario, bomba principal de lubricación

Esta acoplado al reductor auxiliar accionado por la turbina. Sirve para accionar la bomba principal de lubricación

Tipo : simple helicoidal

Vel.de entrada : 3660 rpm (reductor auxiliar)

Vel. de salida : 1900 rpm (bomba principal)

Capacidad : 32.5 kW

2.7.5.Equipos auxiliares de la Central

1.Banco de baterías

Suministra corriente continua para los controles en caso de corte de suministro de corriente alterna.

Tipo : baterías plomo-ácido

Capacidad : 800 A-h

Voltaje : 104 V (52 x 2V)

2.Cargador de baterías

Convierte la corriente alterna en continua para suministro del sistema de control y mantenimiento de carga de la baterías

Voltaje de entrada : 400 - 480 V CA

Voltaje de salida : 80 - 160 V CC.

Volt. de flotación : 113 V

Volt.carga rápida : 125 V

Corriente : 250 A

3. Generador de emergencia

Suministra energía en caso de parada de planta para permitir arrancarla nuevamente.

Tipo : motor diesel 12 cil.en V
Potencia : 700 kW
Volt.de generación : 440 V

4. Compresor auxiliar

Sirve de respaldo a los compresores alternativos de cada unidad. Es un compresor de seguridad.

Tipo : alternativo dos etapas
Presión : 20 kg/cm²
Motor:
Potencia : 11.2 kW - CA
Velocidad : 1755 rpm

5. Bomba de llenado de tanque diario de diesel

Permite el llenado del tanque diario de combustible líquido.

Tipo : centrífuga horizontal
Capacidad : 30 m³/hr
Presión : 2.5 kg/cm²
Motor:
Potencia : 5.5 kW - CA
Velocidad : 1800 rpm

6. Bomba de alimentación de combustible líquido

Suministra combustible líquido a la bomba principal de combustible de cada unidad con la finalidad que éstas cuenten con una presión de succión positiva.

Tipo	: centrífuga horizontal
Capacidad	: 45.6 m ³ /hr
Presión	: 2.0 kg/cm ²
Motor:	
Potencia	: 5.5 kW - CA
Velocidad	: 1800 rpm

2.7.6. Suministro de Combustible

Los Turbogeneradores a Gas de la Central Eléctrica Malacas pueden operar tanto con combustible gaseoso (Gas Natural) como con combustible líquido (Diesel N°2).

1. Gas Combustible.

Es el combustible principal para los Turbogeneradores a Gas de esta Central, es un producto del Gas Natural.

El Gas Natural proviene de la producción de campo de Petroperú y de la producción del Zócalo Continental de Petromar. En su forma primaria contiene los llamados Líquidos Asociados (Hexano, Gasolina Natural, etc.). En estas condiciones no está apto para su utilización como combustible.

El Gas Combustible es el Gas Natural seco, procesado en las Plantas de Absorción en las que se extraen los líquidos mencionados. El Gas Combustible debe estar libre de elementos nocivos para los Turbogeneradores, especialmente vanadio, sodio, potasio y azufre que causan graves daños a las Turbinas, principalmente en

las partes calientes. La recomendación de los fabricantes es que la cantidad de esos contaminantes no debe exceder las 0.0005 ppm del peso de aire.

Las características del Gas Combustible que se emplea en la C.E. Malacas se encuentran en la Tabla N°5.

El Gas Combustible es suministrado por gaseoductos desde las Plantas de Absorción. El consumo mensual promedio es de aproximadamente 8 MM m³/mes.

2. Combustible Líquido

Es el combustible de emergencia, en casos de fallas en el suministro de Gas Combustible.

Este combustible es producido en la Refinería Talara. También se debe evitar la presencia de los siguientes contaminantes: sodio, potasio, calcio, plomo y vanadio. Los límites recomendados por los fabricantes son: 0.5 ppm para sodio y potasio en conjunto, 1.0 ppm para el calcio, 0.5 ppm para el plomo y 0.1 ppm para el vanadio. Sus características se encuentran en la Tabla N°6.

El suministro es mediante cisternas y se tiene una capacidad de almacenamiento de 6 MB.

2.7.7. Operación de la Central

La operación de la Central involucra las etapas de preparación para el arranque, arranque, puesta en línea, toma de carga, observación del correcto funcionamiento,

rechazo de carga, puesta fuera de línea y parada de los turbogeneradores.

Los sistemas de protección y control con que cuentan las unidades son seguros y confiables, de tal manera que evitan daños graves en ellas. Pero generalmente están diseñados para proteger los equipos mas no así la operación de la Central, es decir mantener el suministro continuo los usuarios. Por este motivo, durante la operación normal de las unidades es muy importante observar continuamente sus parámetros de funcionamiento para detectar fallas oportunamente y tomar acciones adecuadas a fin de eliminarlas cuando todavía son incipientes.

2.7.7.1. Arranque de los turbogeneradores

Previo al arranque de los turbogeneradores, es necesario seguir una secuencia de verificaciones para asegurarnos que el equipo se encuentra en condiciones de arrancar y operar correctamente. De esta manera, antes del arranque se deben tener en consideración lo siguiente:

1. Seleccionar el combustible que se usará
2. Suministro de energía eléctrica: conectar todos los circuitos de control y de accionamiento de motores eléctricos de los equipos auxiliares, tanto de corriente alterna como de corriente continua:
 - Bomba auxiliar de aceite lubricante
 - Bomba de drenaje de combustible líquido
 - Compresor alternativo de aire
 - Dispositivo de giro lento

- Enfriadores de aceite lubricante
- Controles de corriente alterna
- Controles de corriente continua

3. Suministro de aire: se debe contar con la presión adecuada para el arranque del motor diesel de arranque y el correcto funcionamiento del embrague neumático (acopla motor diesel con el convertidor de torque).

Cumplidas estas condiciones, se obtiene la señal LISTA PARA EL ARRANQUE. Adicionalmente debe verificarse:

1. Motor diesel de arranque:

- Nivel de aceite en el cárter
- Nivel de agua de enfriamiento
- Resistencias de precalentamiento de las cámaras de combustión
- Nivel de combustible
- Nivel de aceite en el convertidor de torque

2. Bujías de encendido de combustible en la cámara de combustión: verificar que se encuentren en la posición correcta y que el pistón de retracción tenga movimiento libre.

3. Posición del disparo manual de sobrevelocidad.

4. Transformador de ignición energizado.

5. Monitor de velocidad energizado.

El proceso de arranque se inicia pulsando el botón ARRANQUE. El arranque es automático y controlado por una secuencia programada en la que existen tres parámetros fundamentales que determinan el estado del arranque: ve-

locidad de rotación de la turbina, temperatura de la turbina y tiempo transcurrido desde el inicio del arranque

1. RELE MAESTRO :indica que el sistema de control se ha activado.
2. MOTOR DE ARRANQUE :indica el inicio del arranque del motor diesel de arranque.
3. IGNICION :indica que el sistema de ignición ha sido activado y que se está suministrando combustible a la cámara de combustión (Turbina a aproximadamente 900 rpm).
4. ENCENDIDO :indica la presencia de llama estable en la cámara de combustión. Luego se apaga la señal de IGNICION.
5. VARIADOR DE VELOCIDAD :(Turbina a 2400 rpm aproximadamente) indica que la turbina es acelerada mediante el gobernador de velocidad, manteniendo la temperatura de los gases de combustión por debajo de los 600°C. Luego se desembraga el motor de arranque y la turbina continúa acelerando hasta la velocidad de régimen (4913 rpm).
6. CALENTAMIENTO :indica que la turbina ha alcanzado su velocidad de régimen (4913 rpm) y se inicia un período de precalentamiento de 10 minutos previos a la puesta en línea y toma de carga.
7. LISTA PARA LA CARGA :luego de 10 minutos de precalentamiento, indica que el turbogenerador está listo para ser puesto en línea y entregar carga al sistema.

Todo este proceso dura aproximadamente 25 minutos.

2.7.7.2. Puesta en línea y toma de carga

Para poner en línea una unidad turbogeneradora deben cumplirse las siguientes condiciones:

1. Fases dispuestas en el mismo orden
2. Frecuencias iguales
3. Tensiones iguales
4. Concordancia de fases y ángulos de fases iguales

El orden de las fases se dispone en el momento del montaje del generador y no se varía por ningún motivo.

La frecuencia es proporcional a la velocidad del generador. La igualdad de las frecuencias se verifica mediante un frecuencímetro.

La tensión del generador se regula actuando sobre la excitación del generador.

La concordancia de fases se puede verificar mediante lámparas de fase, voltímetros de fase o sincronoscopio. Estas unidades cuentan con un sistema automático de sincronización que cierra el disyuntor del generador en el momento que se han cumplido las cuatro condiciones antes mencionadas. Esto es válido cuando el generador es puesto en paralelo con otro u otros generadores. En caso contrario, es decir cuando la línea se encuentra desenergizada, la puesta en línea se hace manualmente luego de tener la frecuencia y el voltaje en sus valores nominales.

Luego de ser puesto el generador en línea, aparece en el tablero de control la señal FUNCIONANDO y se apaga la

señal LISTA PARA LA CARGA. En este momento la unidad esta lista para tomar carga del sistema.

El sistema de control hace que una vez puesta en línea, la unidad tome automáticamente una carga inicial de aproximadamente 2.0 MW. El incremento de potencia es gradual y a razón de 1.5 MW/minuto.

Durante la operación normal se debe verificar de manera especial los siguientes parámetros:

1. Temperatura de los combustores
2. Presión de suministro de gas
3. Temperatura y presión de aceite lubricante
4. Presión de aceite de control

2.7.7.3. Paradas programadas de las unidades

En sistemas eléctricos grandes en los que la potencia de la unidad que se ha programado pararse es un porcentaje pequeño del total, de manera que puede absorberse por las demás unidades sin afectar la estabilidad del sistema, se cuenta con un sistema de parada programada que automática y paulatinamente disminuye la carga de la unidad hasta alcanzar la condición de carga mínima inicial, en que se abrirá el disyuntor del generador, iniciándose un período de enfriamiento de diez minutos al cabo de los cuales se cortará automáticamente el suministro de combustible a la turbina.

En nuestro caso, en que normalmente se operan con dos unidades con igual carga, la parada de una unidad significa la mitad de la carga total, previamente, es necesario poner en servicio otra unidad e ir incremen-

tando su carga a medida que se disminuye la carga de la primera. Asimismo, cuando alcanza el estado de carga mínima inicial, debe abrirse el disyuntor del generador. Todas éstas operaciones se realizan en forma manual.

Cabe mencionar que durante el período de enfriamiento es posible anular la orden de parada pulsando el botón de ARRANQUE, señalizando en el panel de control LISTA PARA CARGA.

Una vez que la turbina ha alcanzado velocidad cero, se activa automáticamente el dispositivo de giro lento que evita la deflexión por efecto térmico del rotor del conjunto turbina - compresor.

2.7.7.4.Paradas por fallas

Los dispositivos que determinan la parada por falla de las unidades (disparos) son los siguientes:

- 1.Parada manual de emergencia
- 2.Falla en el suministro de corriente directa
- 3.Incendio en la unidad
- 4.Sobrevelocidad de la turbina (5404 rpm)
- 5.Velocidad baja de la turbina (440 rpm)
- 6.Alta vibración (120 μ m)
- 7.Baja presión de succión en la bomba de combustible líquido.
- 8.Baja presión en el suministro de combustible gaseoso (7.5 kg/cm²)
- 9.Sobretemperatura en los combustores (920 °C)
- 10.Falta de llama en un combustor (Combustor apagado)

11. Alta temperatura de aceite lubricante (80°C a la entrada a los cojinetes, 100°C a la salida de los cojinetes)
12. Baja presión de aceite lubricante (0.7 kg/cm²)
13. Bajo nivel de aceite lubricante (menor que 615 mm)
14. Alta temperatura en los gases de escape (460°C).

2.7.8. Repotenciación de la Central

La Central Eléctrica Malacas tiene a la fecha alrededor de 15 años de operación, si se proyecta invertir en instalaciones es conveniente analizar la vida útil de esta Central de manera que se justifique la inversión ya sea tomando acciones orientadas a incrementar la vida útil remanente o cambiar las unidades actualmente instaladas por otras que realicen el mismo trabajo, esto se hace con el fin que la inversión realizada no se vea afectada y los equipos instalados no se hagan obsoletos a corto plazo.

El incremento de la vida útil de las unidades turbogeneradoras lo conseguiremos reemplazando los álabes fijos y rotatorios de turbina que hayan cumplido su vida estimada.

2.7.8.1. Factores que afectan la vida útil de los turbogeneradores

La vida útil de los turbogeneradores es afectada por el tipo de combustible que utiliza, la frecuencia de arranques, los ciclos de carga a que están sometidos, la condiciones del lugar donde están instalados y la calidad del mantenimiento que se realice. La base para la deter-

minación de la vida útil es el número de horas equivalentes trabajadas por los turbogeneradores. Para determinar el número de horas equivalentes se deben tener en consideración las horas de operación con carga base y el efecto que tienen los factores antes mencionados en su respectiva equivalencia en horas de operación con carga base.

1. Tipo de combustible

El tipo de combustible está relacionado con la cantidad de energía radiante emitida durante el proceso de combustión y la facilidad de atomización. El gas natural, es el combustible que afecta en menor medida debido a que no requiere atomización y tiene el más bajo nivel de energía radiante. En segundo lugar, con una necesidad de atomización y mayor energía radiante se encuentran los combustibles destilados (Diesel N°1 y Diesel N°2), a continuación el petróleo crudo y por último el combustible residual.

2. Frecuencia de arranques

Cada parada y arranque somete a las partes calientes a ciclos térmicos considerables. A mayor frecuencia de arranques, menor vida útil.

3. Ciclos de carga

Los cambios rápidos y frecuentes de carga producen un efecto similar a los arranques y paradas.

4. Condiciones ambientales

Este factor involucra básicamente al aire de admisión, teniendo en consideración, su calidad, presión y temperatura.

Siendo la turbina a gas un equipo que utiliza grandes volúmenes de aire como parte de la masa de trabajo, su funcionamiento y confiabilidad a largo plazo es función de la calidad y limpieza de este fluido.

El aire de admisión puede ser abrasivo o corrosivo. El efecto de la abrasión se contrarresta mejorando el sistema de filtrado, el efecto de corrosión indica que se debe modificar la configuración de la admisión y la utilización de materiales o protectores apropiados.

5. Mantenimiento

Si rutinariamente se realiza el mantenimiento siguiendo un buen programa, se incrementa la vida útil de los turbogeneradores.

2.7.8.2. Horas equivalentes y vida útil remanente

Las horas equivalentes (heq) de los turbogeneradores se calcula con la fórmula:

$$heq = hob + 5(hop) + 3(an) + 50 (ae)$$

donde:

hob : horas de operación con carga base

hop : horas de operación con carga pico

an : arranques normales

ae : arranque de emergencia

2.7.8.3. Análisis de necesidades para repotenciar la Central

En el cuadro N°9 se aprecian las horas de trabajo equivalentes acumuladas desde su instalación hasta el 31.12.90 por las unidades de la Central Eléctrica Malacas así como el número de arranques para el mismo período, diferenciados por tipo de combustible utilizado.

En los cuadros 10, 11 y 12 se encuentran las horas de trabajo acumuladas por los álabes fijos y rotatorios desde su último cambio.

Sobre la base de los cuadros mencionados se puede calcular la vida útil remanente de las partes críticas de las unidades turbogeneradoras.

CUADRO N°9. HORAS EQUIVALENTES ACUMULADAS POR LAS UNIDADES TURBOGENERADORAS PERIODO 1974 - 1989

UNID	HORAS GAS		HORAS DIESEL		NUMERO DE ARRANQUES	HORAS EQUIVALENTES
	BASE	PICO	BASE	PICO		
A	77337	--	10078	--	1033	90514
B	61746	--	13268	--	1068	78218
C	79830	--	889	--	875	83344

CUADRO N°10. VIDA UTIL DE LOS ALABES DE LA TURBINA A

TIPO	ETAPA	VIDA UTIL HORAS	CANT UNID	COSTO ETAPA US \$	HORAS TRAB. ACUM.	VIDA REMAN. HORAS	COSTO CAMBIO US \$
R O T A T O R I O	1	56,000	67	382,771	8,710	47,290	--
	2	80,000	67	339,690	55,176	24,824	--
	3	80,000	49	140,189	31,550	48,450	--
	4	100,000	49	140,189	87,535	12,465	140,189
	5	100,000	33	94,413	87,535	12,465	140,890
F I J O	1	56,000	1	382,771	8,710	47,290	--
	2	80,000	1	339,690	87,535	--	339,690
	3	100,000	1	140,189	87,535	12,465	140,189
	4	100,000	1	140,189	87,535	12,465	140,189
	5	100,000	1	94,413	31,528	12,465	140,890

CUADRO N° 11. VIDA UTIL DE LOS ALABES DE LA TURBINA B

TIPO	ETAPA	VIDA UTIL HORAS	CANT UNID	COSTO ETAPA US \$	HORAS TRAB. ACUM.	VIDA REMAN. HORAS	COSTO CAMBIO US \$
R O T A T O R I O	1	56,000	67	382,771	39,052	169480	382,771
	2	80,000	67	339,690	39,052	40,948	--
	3	80,000	49	140,189	75,134	4,866	140,189
	4	100,000	49	140,189	75,134	24,866	--
	5	100,000	33	94,413	75,134	24,866	--
F I J O	1	56,000	1	382,771	75,134	--	382,771
	2	80,000	1	339,690	75,134	4,866	339,690
	3	100,000	1	140,189	75,134	24,866	--
	4	100,000	1	140,189	75,134	24,866	--
	5	100,000	1	94,413	75,134	24,866	--

CUADRO N° 12. VIDA UTIL DE LOS ALABES DE LA TURBINA C

TIPO	ETAPA	VIDA UTIL HORAS	CANT UNID	COSTO ETAPA US \$	HORAS TRAB. ACUM.	VIDA REMAN. HORAS	COSTO CAMBIO US \$
R O T A T O R I O	1	56,000	67	382,771	33,712	22,288	--
	2	80,000	67	339,690	33,712	46,288	--
	3	80,000	49	140,189	33,712	46,288	--
	4	100,000	49	140,189	89,719	10,281	140,189
	5	100,000	33	94,413	89,719	10,281	140,890
F I J O	1	56,000	1	382,771	89,719	--	382,771
	2	80,000	1	339,690	89,719	--	339,690
	3	100,000	1	140,189	89,719	10,281	140,189
	4	100,000	1	140,189	89,719	10,281	140,189
	5	100,000	1	94,413	89,719	10,281	140,890

Los reemplazos necesarios son:

- 1.Unidad A: álabes rotatorios de la cuarta y quinta etapa, álabes fijos de la segunda, tercera, cuarta y quinta etapa.
- 2.Unidad B: álabes rotatorios de la primera y tercera etapa, álabes fijos de la primera y segunda etapa.
- 3.Unidad C: álabes rotatorios de la cuarta y quinta etapa, álabes fijos de las cinco etapas.

2.7.8.4. Costo de repotenciar las unidades

Según los datos proporcionados por el fabricante, el costo de reemplazar los álabes fijos y rotativos antes indicados de las turbinas se estima en US\$3'712,266. Como se puede apreciar, las necesidades para repotenciar las

unidades turbogeneradoras solo involucran cambios de álabes de turbinas.

Para la evaluación económica, si no se considera el reemplazo de las unidades turbogeneradoras, el costo de repotenciarlas no puede considerarse como parte de los costos de inversión del Ciclo Combinado porque no es un costo incremental. Esto significa que debe realizarse de todas maneras para continuar con la operación de la Central Eléctrica Malacas, independientemente de la integración del Ciclo Combinado, la instalación de una nueva Central Térmica (en adición a la existente) o de no realizar ninguna acción para incrementar la potencia de esta Central.

CAPITULO III

BALANCE TERMICO EN LAS TURBINAS MW - 191 CICLO ACTUAL

3.1.Ciclo de trabajo actual

Las turbinas son máquinas de combustión interna que tienen la ventaja de poder concentrar grandes potencias en instalaciones de dimensiones exteriores reducidas. El rendimiento de las turbinas está directamente relacionado con el rango de temperaturas de trabajo.

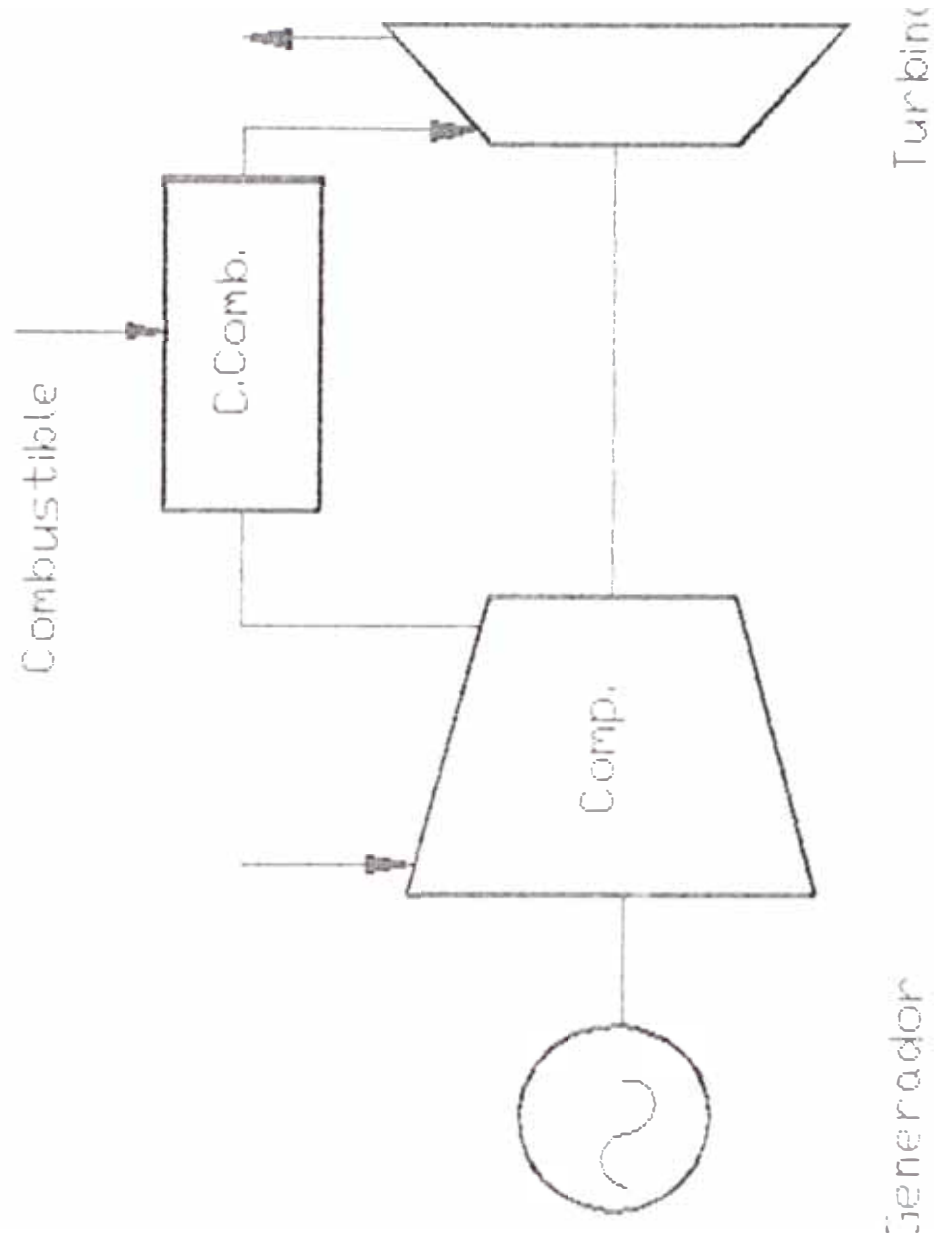
En sus inicios, las turbinas a gas estaban limitadas en potencia y rendimiento por la capacidad de los materiales para resistir grandes cargas a temperaturas elevadas. En la actualidad, se viene investigando continuamente con el fin de desarrollar nuevos materiales y técnicas de producción de los componentes críticos de la turbinas a gas.

Las turbinas a gas se clasifican por la forma en que se verifica el suministro de calor. Este puede ser a volumen constante o a presión constante. Las turbinas a gas de la Central Eléctrica Malacas operan con suministro de calor a presión constante.

El esquema una instalación de turbinas a gas de combustión a presión constante se muestra en la Figura N° 6.

La instalación básica comprende: un compresor, una cámara de combustión, una turbina en un eje común con el compresor y un generador. El compresor aspira aire atmos-

Figura 6
Esquema Turbogenerador a Gas



férico y lo comprime hasta la presión requerida. El aire comprimido ingresa a la cámara de combustión donde se inyecta combustible (líquido o gaseoso) continuamente. La combustión se realiza a presión constante, aumentando la temperatura. Los gases resultantes de la combustión entran a la turbina donde se **expanden hasta** la presión atmosférica al mismo tiempo que realizan trabajo sobre el rotor de la turbina.

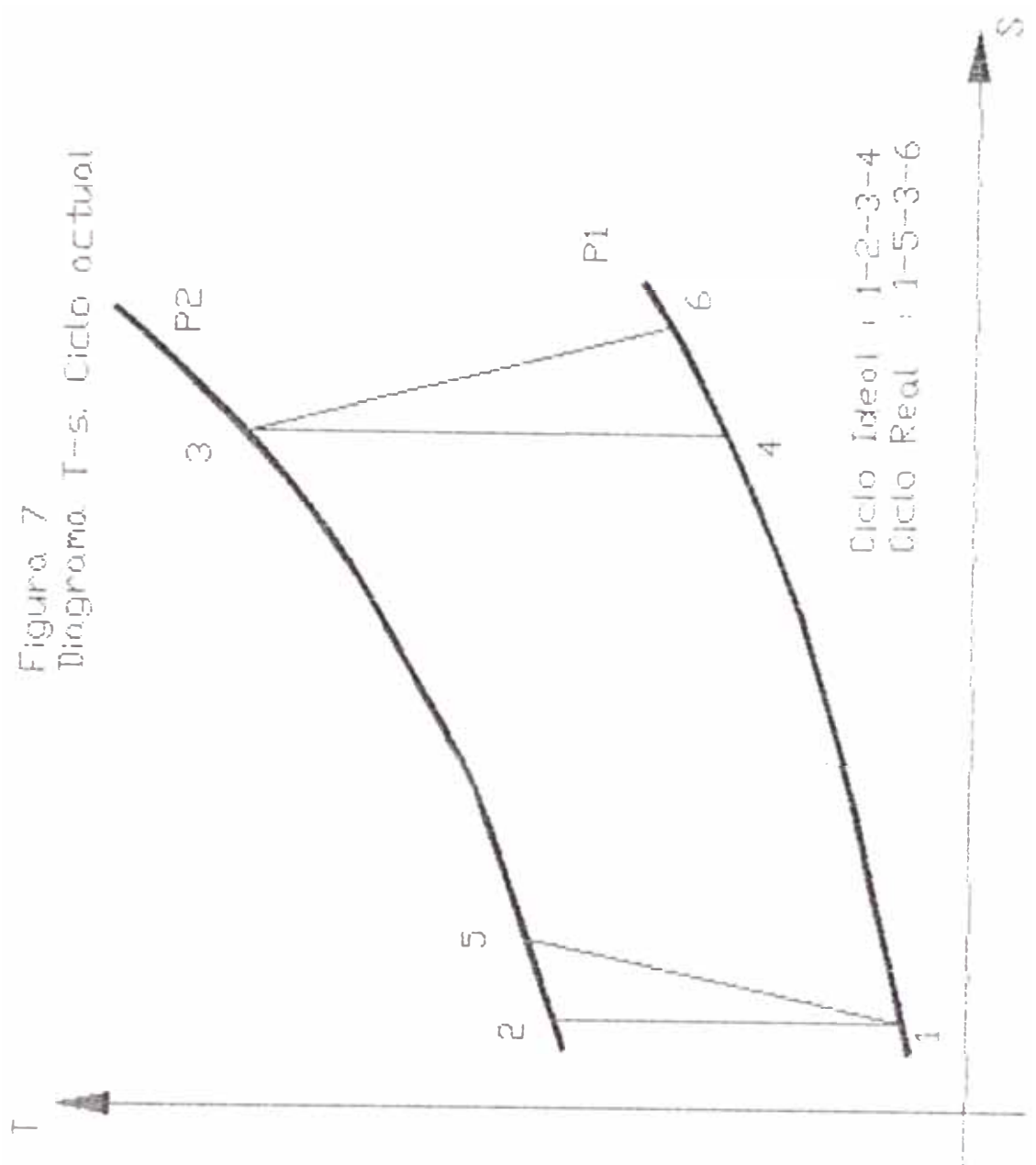
La potencia de la turbina a gas debe ser tal que pueda accionar al compresor de aire y que además entregue potencia neta al generador.

Para el análisis del ciclo teórico se supone que el ciclo es cerrado, es decir, que la cantidad de masa de trabajo es constante durante el ciclo; el escape a la atmósfera de los gases de combustión se sustituye por un proceso de transmisión de calor q_2 a una fuente fría; se considera que el calor q_1 se le suministrará a la masa de trabajo desde el exterior a través de la paredes del cuerpo de la instalación; se supone también que la masa de trabajo que circula por la turbina es un gas de composición constante.

3.1.1.Ciclo teórico

El ciclo de trabajo de las turbina a gas con combustión a presión constante se denomina Ciclo Joule-Brayton. El diagrama $T - s$ de éste ciclo teórico de muestra en la Figura N° 7.

La compresión (1 - 2) se realiza adiabáticamente. El suministro de calor (2 - 3) es a presión constante. La



expansión isoentrópica (3 - 4), y la expulsión de calor a presión constante (4 - 1). El área 1 - 2 - 3 - 4 es igual al trabajo neto.

De esta manera:

$$q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$

$$q_2 = C_p (T_4 - T_1)$$

El rendimiento térmico:

$$r_t = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor entregado}}$$

$$r_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}$$

$$r_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

$$r_t = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)}$$

$$r_t = 1 - \frac{\left[\frac{T_4}{T_1} - 1 \right] T_1}{\left[\frac{T_3}{T_2} - 1 \right] T_2}$$

Para el proceso adiabático 1 - 2 se cumple:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

Además $p_3 = p_2$ y $p_4 = p_1$

Entonces:

$$\frac{T_4}{T_2} = \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Luego:

$$rt = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

3.1.2.Ciclo real

El diagrama T - s del ciclo real para las turbinas de la Central Eléctrica Malacas se muestra en la Figura N° 7.

La presión a la entrada del compresor es menor que la atmosférica por las pérdidas en los accesorios del sistema de admisión: ductos, silenciador y filtros.

La compresión es un proceso politrópico que sigue la relación:

$$p_c V_c^n = C$$

donde:

p_c : presión del aire en el compresor

V_c : volumen del aire en el compresor

n : constante politrópica, función de los calores específicos a presión y a volumen constantes y de la eficiencia de la compresión.

C : valor constante

La temperatura al final de la compresión es mayor que la teórica por las pérdidas durante el proceso.

Durante la combustión, la presión disminuye ligeramente debido a la fricción en la cámara de combustión.

La expansión en la turbina también es un proceso politrópico que sigue la relación:

$$p_t V_t^n = C$$

donde:

p_t : presión en la turbina

V_t : volumen en la turbina

n : constante politrópica

El valor de n es diferente al de la compresión, debido a la variación de los calores específicos con la temperatura, la relación aire/combustible y a la eficiencia de la turbina (normalmente diferente a la del compresor).

La temperatura final de la expansión es mayor a la teórica debido a pérdidas inherentes a la configuración interna de la turbina. La presión de descarga es mayor por la resistencia que oponen el ducto de escape y el silenciador.

Para asegurar una llama estable en la cámara de combustión, es necesario que el combustible ingrese a una presión adecuada, mayor que la salida del compresor. Esta presión se incrementará con la carga. En consecuencia, el compresor a medida que se incremente la carga, encontrará mas resistencia en la cámara de combustión, incrementando la potencia consumida además de la presión de descarga y el flujo de aire suministrado.

En este ciclo real es necesario tomar en consideración los conceptos de eficiencias del compresor y de la turbina, definidos de la siguiente manera:

$$ec = \frac{\text{incremento teórico de temperatura}}{\text{incremento real de temperatura}}$$

$$et = \frac{\text{caída real de temperatura}}{\text{caída teórica de temperatura}}$$

de otra manera:

$$ec = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1}$$

$$et = \frac{T_3 - T_6}{T_3 - T_4}$$

Para el análisis del ciclo real se tendrán como datos de entrada valores suministrados por Mitsubishi o valores para instalaciones similares de otros fabricantes y lecturas reales tomadas en las unidades de la Central Eléctrica Malacas MW-191G.

Datos suministrados por el fabricante:

Caída de presión a la entrada del comp. : δp

Presión de los gases de escape : p_6

Eficiencia de combustión : e_{comb}

Eficiencia mecánica de la turbina : e_{mt}

Lecturas tomadas en el sitio:

Temperatura ambiente : t_{amb}

Temperatura a la entrada del compresor : t_1

Temperatura a la descarga del compresor : t_2

Temperatura de los gases de escape : t_6

Flujo de combustible : cc

Potencia eléctrica de salida : nes
 Presión atmosférica : patm
 Presión a la descarga del compresor : p2
 Poder calorífico inferior del comb. : pc

Este último dato es suministrado por el Departamento de Gas Natural de Petroperú ONO.

3.2.Fluido de aire

La cantidad de aire utilizado en el ciclo real está en función de las características de diseño del compresor y las condiciones ambientales: presión, temperatura y humedad. El fabricante suministra el flujo de aire que proporcionará el compresor a condiciones ISO: presión 1.013 bar y 15°C.

La cantidad de agua contenida en el aire atmosférico (humedad absoluta) influirá en el flujo de aire seco que sale del compresor. Teniendo como datos de entrada la temperatura, la humedad relativa y la presión de la mezcla se calcula mediante las siguientes relaciones:

$$p_{\text{vapor}} = \frac{hr \cdot p_{\text{sat}}}{100}$$

donde:

p_{vapor} : Presión parcial del vapor de agua en el aire a la temperatura de la mezcla.
 hr : Humedad relativa de la mezcla
 p_{sat} : Presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de la mezcla.

$$h = \frac{PMH_2O \cdot p_{\text{vapor}}}{PMAIRE \cdot (p_{\text{mezcla}} - p_{\text{vapor}})}$$

donde:

h : Humedad absoluta de la mezcla, Kg vapor de agua/Kg de aire seco

PMH_2O : Peso molecular del agua

$PMAIRE$: Peso molecular del **aire**

p_{vapor} : Presión parcial del vapor de agua, bar

p_{mezcla} : Presión total de la mezcla, bar

El flujo de aire atmosférico a las condiciones del sitio se calcula mediante la relación:

$$f_{a_atm} = f_o \cdot \frac{p_1}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_1} \cdot \frac{1}{1 + h}$$

donde:

f_a : flujo de aire atmosférico a condiciones del sitio

f_o : flujo de aire a condiciones ISO

p_1 : presión de aire a la entrada al compresor

p_o : presión ambiente a condiciones ISO, 1.013 bar

T_1 : temperatura absoluta a condiciones del sitio

T_o : temperatura ambiente a condiciones ISO, **15°C**

h : humedad absoluta del aire atmosférico, Kg vapor de agua/Kg aire seco

El flujo de aire seco:

$$f_a = f_{a_atm} \cdot (1 - h)$$

El contenido de vapor de agua:

$$f_{\text{agua}} = f_{a_atm} \cdot h$$

3.3. Combustión

3.3.1. Flujo másico de combustible, flujo de los gases de escape

El flujo másico del combustible se calcula mediante las siguientes relaciones:

Para combustible gaseoso:

$$m_c = \frac{p \cdot cc \cdot PMC}{R \cdot T}$$

donde:

m_c : flujo másico del gas combustible

p : presión del gas combustible

cc : flujo volumétrico del gas combustible

PMC : peso molecular del gas combustible

R : constante universal de los gases

T : temperatura absoluta del gas combustible

Para el combustible líquido:

$$m_c = p_e \cdot cc$$

donde:

m_c : flujo másico del combustible líquido

p_e : peso específico del combustible líquido

cc : flujo volumétrico del combustible líquido

El flujo de masa de gases de escape se calcula mediante la siguiente relación:

$$f_{ge} = f_a + f_{\text{agua}} + m_c$$

donde:

f_{ge} : flujo másico de gases de escape

f_a : flujo másico de aire de admisión

f_{agua} : flujo másico de agua contenida en el aire

mc : flujo másico de combustible

3.3.2. Coeficiente de exceso de aire (α)

$$\alpha = \frac{fa}{l_o}$$

donde:

l_o : cantidad teórica de aire para la combustión de 1 Kg de combustible

3.3.3. Fracciones de los productos de combustión

$$r_{CO_2} = \frac{mc \cdot F_{MCO_2} \cdot \sum n \cdot (C_n H_m O_r)}{F_{MCOMB} \cdot f_{ge}}$$

$$r_{H_2O} = \frac{\frac{mc \cdot F_{MH_2O}}{F_{MCOMB}} \cdot \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r) + f_{agua}}{f_{ge}}$$

$$r_{O_2} = \frac{0.23 \cdot (\alpha - mc) \cdot l_o}{f_{ge}}$$

$$r_{N_2} = \frac{0.77 \cdot \alpha \cdot l_o + N_2 \cdot mc}{f_{ge}}$$

donde:

r_{CO_2} : fracción de CO_2

r_{H_2O} : fracción de H_2O

r_{O_2} : fracción de O_2

N_2 : fracción en peso de Nitrógeno en el gas

3.3.4. Calor específico de los gases de combustión a presión constante (cppc)

El calor específico de gases de combustión es la suma de los calores específicos de los diferentes productos de combustión multiplicados por su fracción correspondiente. Se calcula mediante la relación:

$$c_{ppc} = r_{CO_2} \cdot c_{pCO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} + r_{O_2} \cdot c_{pO_2} + r_{N_2} \cdot c_{pN_2}$$

donde:

c_{pCO_2} : calor específico del CO_2 a presión constante

c_{pH_2O} : calor específico del H_2O a presión constante

c_{pO_2} : calor específico del O_2 a presión constante

c_{pN_2} : calor específico del N_2 a presión constante

3.4. Cálculo de la temperatura máxima del ciclo (t_3)

Este cálculo se efectúa por el método del trabajo realizado por la turbina. Teniendo como base los resultados del cálculo del flujo de aire de admisión y de los gases de escape, se determina la potencia consumida por el compresor y la potencia total generada por la turbina. Luego se asume un valor inicial para t_3 y se rea

primeras aproximaciones para:

a. Temperatura media de los gases de escape

b. Calores específicos de los gases de escape a la temperatura media y a presión constante.

Con estos resultados se calcula una temperatura máxima del ciclo que será una segunda aproximación. Este nuevo valor de t_3 se compara con el anterior. Las iteraciones se continúan haciendo hasta que la diferencia de los dos valores no exceda una cantidad previamente establecida:

$$\frac{t_{3n} - t_{3n-1}}{t_{3n-1}} < e$$

donde:

t_{3n} : valor de la temperatura máxima del ciclo calculada en la iteración actual

$t_{3_{n-1}}$: valor de la temperatura máxima del ciclo calculada en la iteración anterior.

ϵ : valor constante, asumido $\epsilon = 0.01$.

1. Temperatura media en la compresión (tmc)

La temperatura media del aire en la compresión se utiliza para determinar el calor específico del aire durante el proceso de compresión y se calcula mediante la relación:

$$t_{mc} = \frac{t_1 + t_5}{2}$$

donde:

t_1 : temperatura a la entrada del compresor

t_5 : temperatura a la descarga del compresor

2. Potencia absorbida por el compresor (nec)

La potencia consumida por el compresor esta básicamente en función de las condiciones ambientales: temperatura y presión, que influyen en el flujo másico de aire que ingresa al compresor.

$$nec = f_a \cdot c_{pa} \cdot (t_5 - t_1)$$

donde:

f_a : flujo másico de aire de admisión

c_{pa} : calor específico del aire a t_{mc}

t_5 : temperatura a la salida del compresor

t_1 : temperatura a la entrada del compresor

3. Potencia generada neta por la instalación (netg)

Es la potencia de la turbina neta sin incluir la potencia consumida por el compresor ni el rendimiento del generador

$$\text{netg} = \frac{\text{nes}}{\text{eg}}$$

4. Potencia total de la turbina (net)

Es la potencia de la turbina a gas incluyendo la potencia consumida por el compresor y sin considerar el rendimiento del compresor.

$$\text{net} = \text{nec} + \text{netg}$$

5. Temperatura media de los gases de escape (tmg)

$$\text{tmg} = \frac{\text{t1} + \text{t6}}{2}$$

6. Calor específico de los gases de escape a la temperatura media y a presión constante

Se calcula según el punto 3.3.4

7. Cálculo de la temperatura máxima del ciclo (t3)

$$\text{t3} = \frac{\text{net}}{\text{fge} \cdot \text{cppc}} + \text{t6}$$

3.5. Cálculo de potencias y rendimientos

1. Temperaturas:

Las temperaturas que se calculan en este punto son t2 y t4, estas son las temperaturas teóricas del ciclo a gas:

$$\text{T2} = \text{T1} \cdot \left[\frac{\text{p2}}{\text{p1}} \right]^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}}$$

$$\text{T4} = \frac{\text{T3} \cdot \text{T1}}{\text{T2}}$$

2. Potencia efectiva de la turbina (net)

Es la potencia real generada por la turbina a gas

$$\text{net} = \text{fge} \cdot \text{cppc} \cdot (\text{t3} - \text{t6})$$

donde:

fge : flujo de gases de combustión

cppc : calor específico de los gases de combustión
(presión = cte.)

t3 : temperatura máxima del ciclo

t6 : temperatura de los gases de escape

3. Potencia efectiva del compresor (nec)

Es la potencia real consumida por el compresor

$$\text{nec} = \text{fa} \cdot \text{cpa} \cdot (\text{t5} - \text{t1})$$

donde:

fa : flujo de aire

cpa : calor específico del aire (presión = cte.)

t1 : temperatura la entrada del compresor

t5 : temperatura a la salida del compresor

4. Potencia efectiva de la instalación (netg)

Es la potencia real neta generada por la instalación turbogeneradora.

$$\text{netg} = \text{net} - \text{nec}$$

5. Potencia eléctrica de salida (nes)

Es la potencia eléctrica neta generada por la instalación turbogeneradora.

$$\text{nes} = \text{netg} \cdot \text{eg}$$

donde:

eg : eficiencia del generador

3.6. Balance térmico para distintas condiciones de operación

Para el balance térmico se cuenta con un conjunto de datos operativos de la Turbina B operando con gas combustible. Este balance térmico se hará para diferentes condiciones de Temperatura y Potencia Eléctrica de salida:

1. En el cuadro N° 13 se encuentran datos operativos para una temperatura $t = 25^{\circ}\text{C}$ y potencias de 4, 6, 8, 12 y 13 MW. Los resultados del balance térmico se encuentran en los cuadros 15, 16, 17, 18 y 19.
2. En el cuadro N° 14 se encuentran datos operativos para una temperatura $t = 32^{\circ}\text{C}$ y potencias de 8, 12, 13 y 16 MW. Los resultados del balance térmico se encuentran en los cuadros 20, 21, 22 y 23. Cabe mencionar que los datos a 16 MW se tomaron inmediatamente después de su Cuarta Inspección General (Feb.88).

CUADRO N°13. DATOS OPERATIVOS DE LA UNIDAD B PARA TEMPERATURA AMBIENTE $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$

Parámetro	POTENCIA ELECTRICA, M				
	4.0	6.0	8.0	12.0	13.0
Presión amb. p_1, bar	1.006	1.004	1.005	1.004	1.005
Pres. desc. comp. p_2, bar	5.1	5.2	5.2	5.7	5.8
Temp. desc. comp. $t_5, ^{\circ}\text{C}$	270	274	280	285	285
Temp. sal. gases $t_6, ^{\circ}\text{C}$	292	310	340	398	400
Cons. combust. $\text{cc}, \text{m}^3/\text{hr}$	3800	3950	4550	5800	6200

CUADRO N° 14. DATOS OPERATIVOS DE LA UNIDAD B PARA TEMPERATURA AMBIENTE $t_1 = 32^\circ\text{C}$

Parámetro	POTENCIA ELECTRICA, M				
	4.0	8.0	12.0	13.0	16.0
Presión amb. p_1, bar	--	1.005	1.005	1.005	1.005
Pres.desc.comp. p_2, bar	--	5.4	5.6	5.8	6.0
Temp.desc.comp. $t_5, ^\circ\text{C}$	--	286	290	298	285
Temp.sal.gases $t_6, ^\circ\text{C}$	--	341	402	408	430
Cons.combust. $cc, \text{m}^3/\text{hr}$	--	4700	6000	6200	6000

CUADRO N° 15. CICLO ACTUAL C.E. MALACAS.

TEMP.AMB = 25.0°C . POTENCIA ELECTRICA = 4000 KW

Punto	Pres bar	Temp. $^\circ\text{C}$	C_p KJ/Kg- $^\circ\text{C}$	C_v KJ/Kg- $^\circ\text{C}$	Entalpia KJ/Kg	Descripción
1	1.006	25.0	1.0181	0.7168	25.5	Admisión
2	5.100	199.7	1.0389	0.7369	207.5	Sal.comp.
3	5.100	545.7	1.1468	--	625.8	Sal.C.Combus.
4	1.006	243.2	1.0701	--	260.2	Sal.turbina
5	5.100	270.0	1.0535	0.7509	284.4	Sal.comp.real
6	1.006	292.0	1.0817	--	315.9	Sal.turb.real

Tipo de combustible	: Gas	
Poder calorífico del combustible	(pc)	KJ/m ³ : 36119
Consumo de combustible	(cc)	m ³ /hr: 3800
Potencia efectiva de la turbina	(net)	Kw: 33056
Potencia efectiva compresor	(nec)	Kw: 28885
Potencia efectiva de la instalación	(netg)	Kw: 4170
Potencia eléctrica neta	(nes)	Kw: 3999
Rendimiento turbina	(rit)	%: 83.9
Rendimiento compresor	(ric)	%: 71.3
Rendimiento instalación	(ritg)	%: 11.2
Rendimiento del generador	(eg)	%: 97.85
Consumo específico de calor	(ce)	KJ/KW-hr: 32251
Humedad relativa aire admisión	(hr)	%: 80.0
Flujo másico de aire	(fa)	Kg/hr: 411159
Flujo másico de combustible	(mc)	kg/hr: 3062
Flujo de gases de escape	(fge1)	kg/hr: 421060
Punto rocío gases de escape	(t_rocío)	$^\circ\text{C}$: 31.5
Composición en peso de gases de escape:	CO ₂	%: 1.93
	H ₂ O	%: 3.12
	O ₂	%: 19.76
	N ₂	%: 75.22

3.7. Gases de escape para diferentes condiciones de operación

La base para la Evaluación Técnica de la factibilidad de instalar el Ciclo Combinado en la Central Eléctrica Malacas es la calidad de los gases de escape de los Turbogeneradores a gas.

Para el Ciclo Combinado, los gases de escape deben tener una temperatura mínima de 400°C. Es deseable que tengan un contenido de Oxígeno suficiente para permitir combustión adicional.

Un Turbogenerador a gas de la Central Eléctrica Malacas, luego de una Inspección General puede alcanzar una potencia de 16 MW sin presentar problemas de altas temperaturas en cojinetes, combustores, gases de escape o bobinados del generador eléctrico. Conforme aumenta el número de horas de operación, esta capacidad va disminuyendo paulatinamente. También varía con las condiciones ambientales. Por ejemplo, la temperatura ambiente alcanza un mínimo del 16-17°C en los meses de julio-agosto y un máximo de 33-35°C en los meses de febrero-marzo. La temperatura promedio anual es de 23-25°C.

De acuerdo a la experiencia, la potencia máxima normal es de 13-14 MW. Esto incluye la variación de las condiciones ambientales y los efectos de las horas acumuladas de operación.

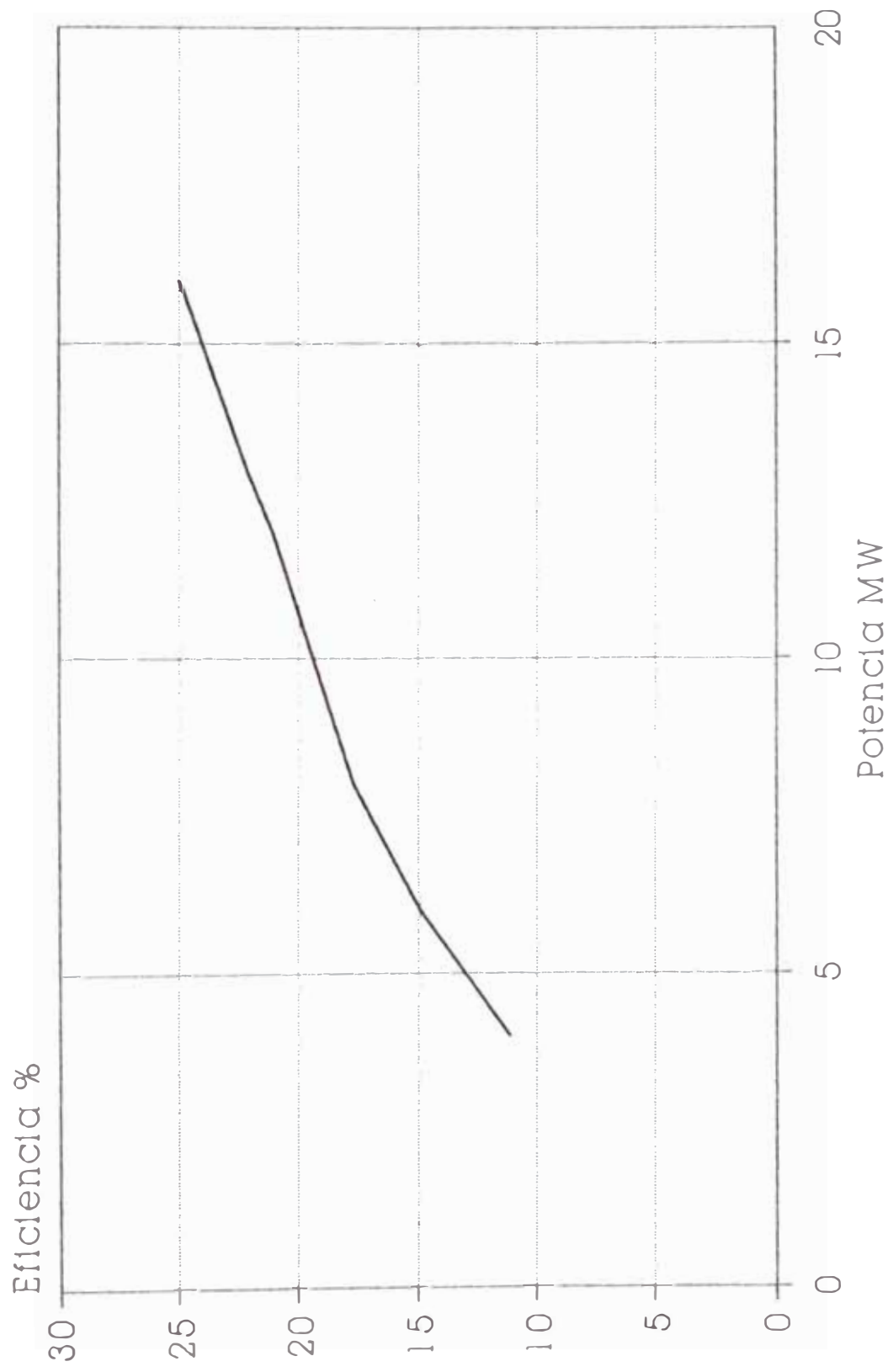
En el cuadro N°25 se encuentra un resumen de las características de los gases de escape a las condiciones

requeridas para el Ciclo Combinado. Con una potencia de 12-13 MW se alcanza la temperatura mínima de 400°C los gases de escape. Para la evaluación del Ciclo Combinado se utilizará el Ciclo a Gas 13 MW y a 16 MW. Esta potencia de 13 MW se utilizará para la evaluación del Ciclo Combinado. Por otro lado, el punto de rocío de los gases de escape es de alrededor de 33-36°C. En el Ciclo Combinado la temperatura mínima que alcanzan los gases de escape luego de la recuperación de calor es 150-200°C. Además el contenido de Oxígeno (17-18%) es apropiado para la combustión adicional en caso de requerirse.

CUADRO N°25. CARACTERISTICAS DE LOS GASES DE ESCAPE A DISTINTAS CONDICIONES DE OPERACION

POTENCIA MW	12		13		16	
TEMP. AMB. °C	25	32	25	32	32	
TEMP. GASES °C	398	402	400	408	430	
PRES. AMB. bar	1.004	1.005	1.005	1.005	1.005	
FLUJO Kg/hr	421820	409495	422568	409656	409495	
CALOR ESP. KJ/Kg-°C	1.1172	1.1282	1.1195	1.1307	1.1359	
ENTALPIA KJ/Kg	444.7	453.5	447.8	461.3	488.5	
PUNTO DE ROCIO °C	34.8	38.3	35.4	38.6	38.3	
COMPOSICION	CO2	2.9	3.1	3.1	3.2	3.1
	H2O	3.9	4.9	4.0	5.0	4.9
EN PESO %	O2	18.3	17.8	18.0	17.6	17.8
	N2	74.9	74.2	74.9	74.2	74.2

Figura N 8
C.E.Malacas.Ciclo Actual de Gas
Eficiencia vs. Potencia



CAPITULO IV

ALTERNATIVAS PARA INCREMENTAR LA POTENCIA DEL SISTEMA ELECTRICO DE PETROLEOS DEL PERU EN EL NOROESTE

De acuerdo al cuadro N°5 de la proyección de la demanda, en el año 1991 será necesario contar con una potencia instalada de 43 MW. Se han contemplado dos alternativas:

1. Instalar una nueva Central Térmica de 16 MW.
2. Integrar un ciclo combinado en la Central Eléctrica Malacas para incrementar su potencia instalada en 16MW.

A continuación, se analizan las dos alternativas mencionadas.

4.1. Instalación de una nueva Central Térmica de 16MW.

Esta alternativa implica la adquisición e instalación de los siguientes equipos:

- Grupo turbogenerador a gas y auxiliares
- Equipos auxiliares para la operación en paralelo con el Sistema Malacas: transformadores, disyuntores, estructuras de soporte equipos eléctricas, paneles de mando, de control y de protección.
- Servicios auxiliares: sistema de abastecimiento y almacenamiento de combustible sistemas de alimentación de energía eléctrica de emergencia alterna y continua, sistema de aire comprimido, etc.

Características de esta alternativa:

- Costo de equipos e instalaciones, estimado en 25000 MMUS\$

- Consumo de combustible: se incrementa en 40 a 45%
- Consumo específico global no varía significativamente.

4.2. Integración de Ciclo Combinado en la Central Eléctrica Malacas

Esta alternativa puede realizarse de dos maneras:

1. En una sola etapa. Debería entrar en operación en 1992.

Esta alternativa implica la adquisición e instalación de los siguientes equipos:

- Un Caldero recuperador de calor de los gases de escape de la turbina a gas, con una capacidad aproximada de 80 ton/hr de vapor.
- Un Grupo Turbogenerador a Vapor de 16 MW y auxiliares
- Equipos auxiliares para la operación en paralelo con el Sistema Malacas: transformadores, disyuntores, estructuras de soporte de e instalaciones equipos eléctricos, paneles de mando, de control y de protección.
- Servicios auxiliares: sistemas de suministro, tratamiento y almacenamiento de agua para el caldero.

Características de esta alternativa:

- Costo de los equipos e instalaciones, estimado en 21700 MMUS\$
- En un **primer** periodo se tendría capacidad de generación de reserva en exceso.
- La Planta de Ciclo Combinado resulta menos compleja por tener menor número de equipos.
- Consumo de combustible: con quemado adicional se incrementa en 10 a 15%

-Consumo específico global disminuye significativamente. Es menor en el caso con quemado adicional de combustible.

2. En dos etapas. Implica la adquisición de los siguientes equipos

-Dos Calderos recuperadores de calor de los gases de escape de la **turbina** a gas, con una capacidad aproximada de 40 ton/hr de vapor cada uno.

-Dos Grupos Turbogeneradores a Vapor de 8 MW cada uno y auxiliares

-Equipos auxiliares para la operación en paralelo con el Sistema Malacas: transformadores, disyuntores, estructuras de soporte de e instalaciones equipos eléctricas, paneles de mando, de **control** y de protección.

-Servicios auxiliares: sistemas de suministro, tratamiento y almacenamiento de agua para el caldero.

Características de esta alternativa:

-Costo de los equipos e instalaciones, estimado en 24200 MMUS \$

-La primera etapa entraría en operación en 1992 y la segunda, en 1995. Esto permite racionalizar la capacidad de reserva.

-La Planta de Ciclo Combinado resulta algo mas compleja que en el caso anterior.

-Consumo de combustible: con quemado adicional se incrementa en 10 a 15%

-Consumo específico global disminuye significativamente. Es menor en el caso con quemado adicional de combustible.

4.3. Evaluación de las alternativas

La diferencia más importante entre las dos alternativas planteadas, radica en el uso de combustible. En la primera alternativa, el consumo de combustible se incrementará en un 40 a 45% teniendo en cuenta que las turbinas a gas actuales tienen mejor eficiencia que las MW-191G. El consumo específico de combustible de las dos Centrales en conjunto no variará sensiblemente.

En la segunda alternativa, debido a la utilización del calor de los gases de escape de las turbinas a gas para generar vapor, si no se utiliza quemado adicional de combustible para la misma potencia, como es obvio, no se incrementará el consumo de combustible, logrando mejores eficiencias totales y por lo tanto un consumo específico de combustible del conjunto mucho menor; si se utiliza quemado adicional de combustible el consumo de combustible se incrementará en solo 10 o 15% pero el consumo específico de combustible del conjunto disminuirá sensiblemente obteniéndose mayores eficiencias que el ciclo combinado sin quemado adicional.

Otro aspecto importante a favor de la segunda alternativa sin quemado adicional de combustible es la escasez de gas combustible en las Operaciones Noroeste. Es posible operar el grupo turbogenerador con combustible desti-

lado, pero esta opción no es atractiva por el mayor costo del combustible y las dificultades adicionales en manifestadas en el punto 2.7.8.1.1.

Como un aspecto adicional cabe mencionar que el plazo de ejecución de la segunda alternativa es menor.

De todo lo mencionado anteriormente, se determina que la opción más conveniente es integrar el Ciclo Combinado en la C.E.Malacas. Luego de la Evaluación Económica se determinará cual de las alternativas de Ciclo Combinado es la más conveniente.

CAPITULO V

COGENERACION

5.1.Descripción del proceso

La Cogeneración consiste en la utilización del calor de los gases de escape de las Turbinas a Gas para producir vapor y lograr una mejor utilización de la energía contenida en el combustible. Los gases de escape contienen gran cantidad de energía. La utilización de éste calor significa un ahorro considerable de energía, permitiendo incrementar significativamente el rendimiento de las instalaciones turbogeneradoras.

El elemento más importante de la Cogeneración es Recuperador de Calor que en adelante denominaremos GENERADOR DE VAPOR POR RECUPERACION DE CALOR (GVRC). El GVRC es un intercambiador de calor que permite producir vapor de agua utilizando el calor de los gases de escape. Este vapor puede utilizarse como vapor de proceso o como productor de energía eléctrica si se conduce a una Turbina de Vapor. En este caso el proceso se conoce con el nombre de CICLO COMBINADO.

La capacidad de aprovechar en mayor o menor medida el calor de los gases de escape determinará la calidad del GVRC. El éxito de cualquier proyecto de Ciclo Combinado depende de la eficiencia con que trabaje el GVRC.

Dependiendo del uso del exceso de oxígeno en los gases de escape de la turbina a gas, las instalaciones de ciclo combinado usualmente se clasifican en las siguientes categorías:

1. Ciclo sin combustión adicional
2. Ciclo con combustión adicional
3. Ciclo con combustión adicional en el GVRC

En la figura N° 10 se muestran las eficiencias térmicas de los diferentes ciclos combinados versus la relación potencia de las turbinas a gas/potencia de las turbinas a vapor. La eficiencia de todos los tipos de Ciclo Combinado esta en relación directa con la temperatura de ingreso a la turbina a gas.

Esquemas de estos tres tipos de instalaciones de ciclo combinado pueden encontrarse en las figuras N° 11, 12, 13.

En el caso de Ciclo de Recuperación sin Combustión Adicional, la máxima eficiencia del ciclo se espera cuando la relación potencias de la turbina a gas y potencia de la turbina a vapor sea 2:1. Puede lograrse una mayor eficiencia utilizando combustión adicional.

En el caso de Ciclo con Combustión Adicional en el GVRC la máxima eficiencia se espera a cuando la potencia del turbogas sea 20% de la capacidad total de la planta.

5.2. Parámetros del Ciclo de Vapor

El Ciclo de Vapor a emplearse será el recomendado para una Planta de Vapor de pequeña potencia (menor de 50 MW): Una instalación de Turbina de Condensación con una ex-

EJEMPLO DE EFICIENCIA TERMICA PARA VARIOS CICLOS COMBINADOS

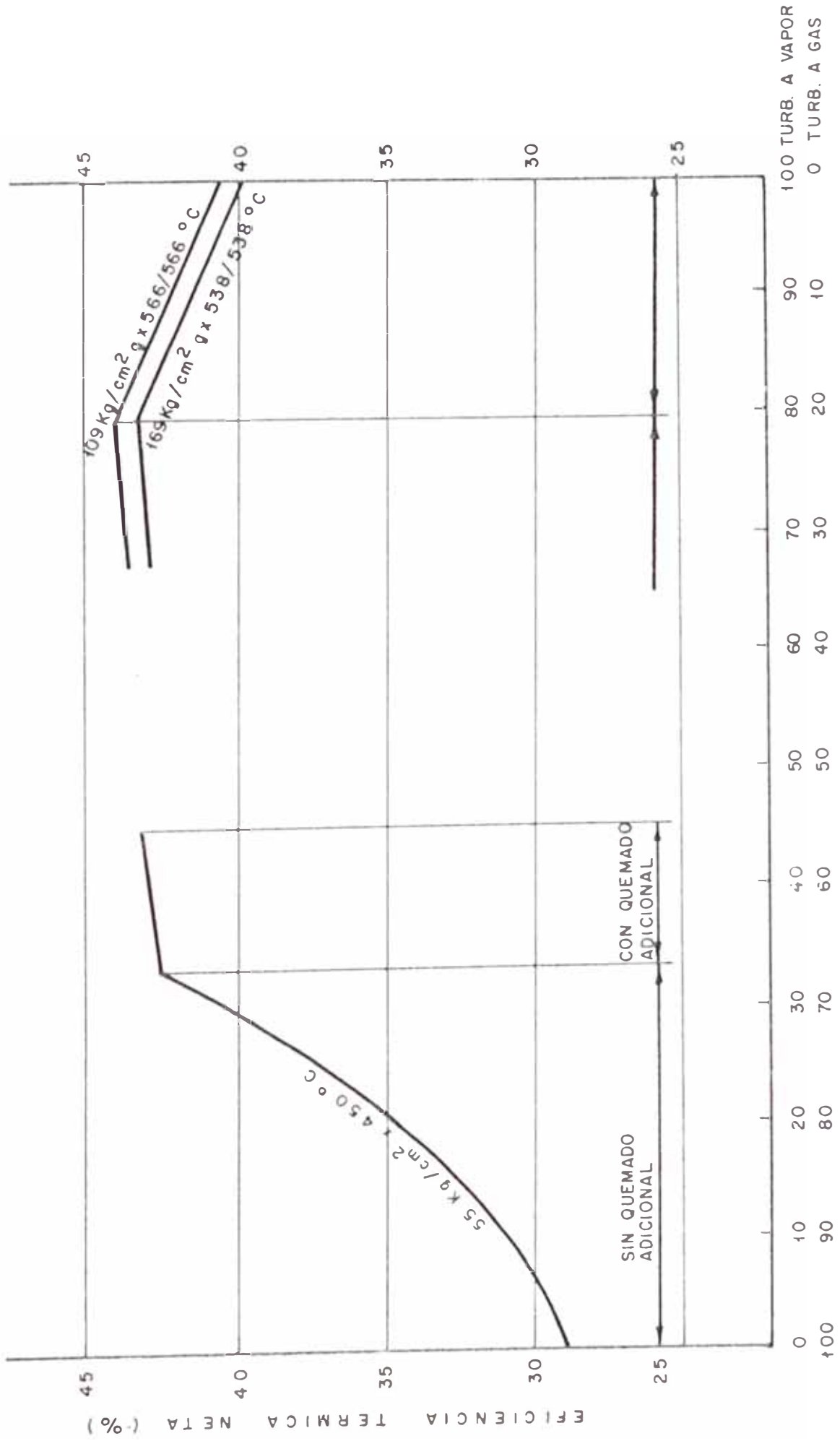
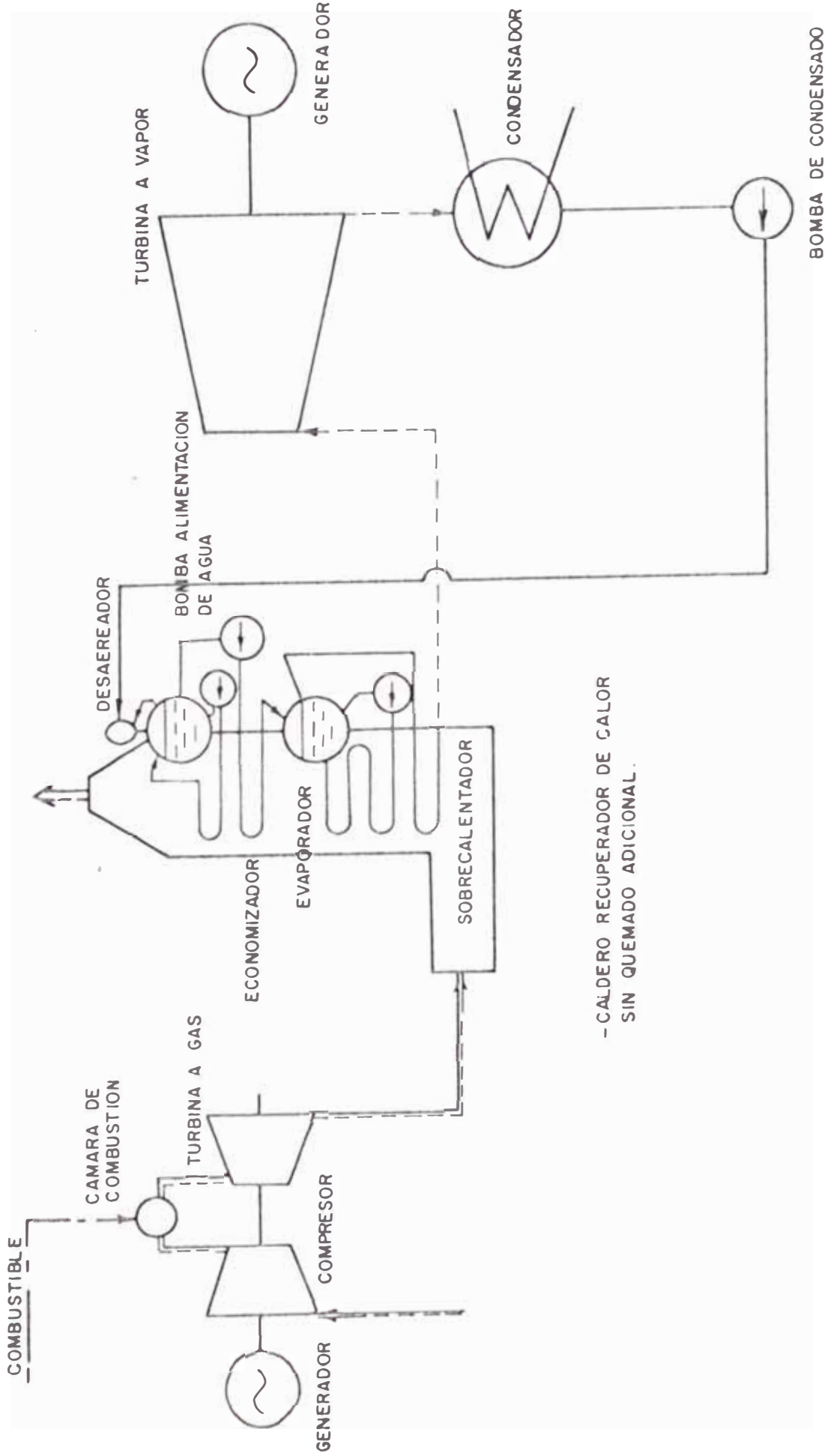
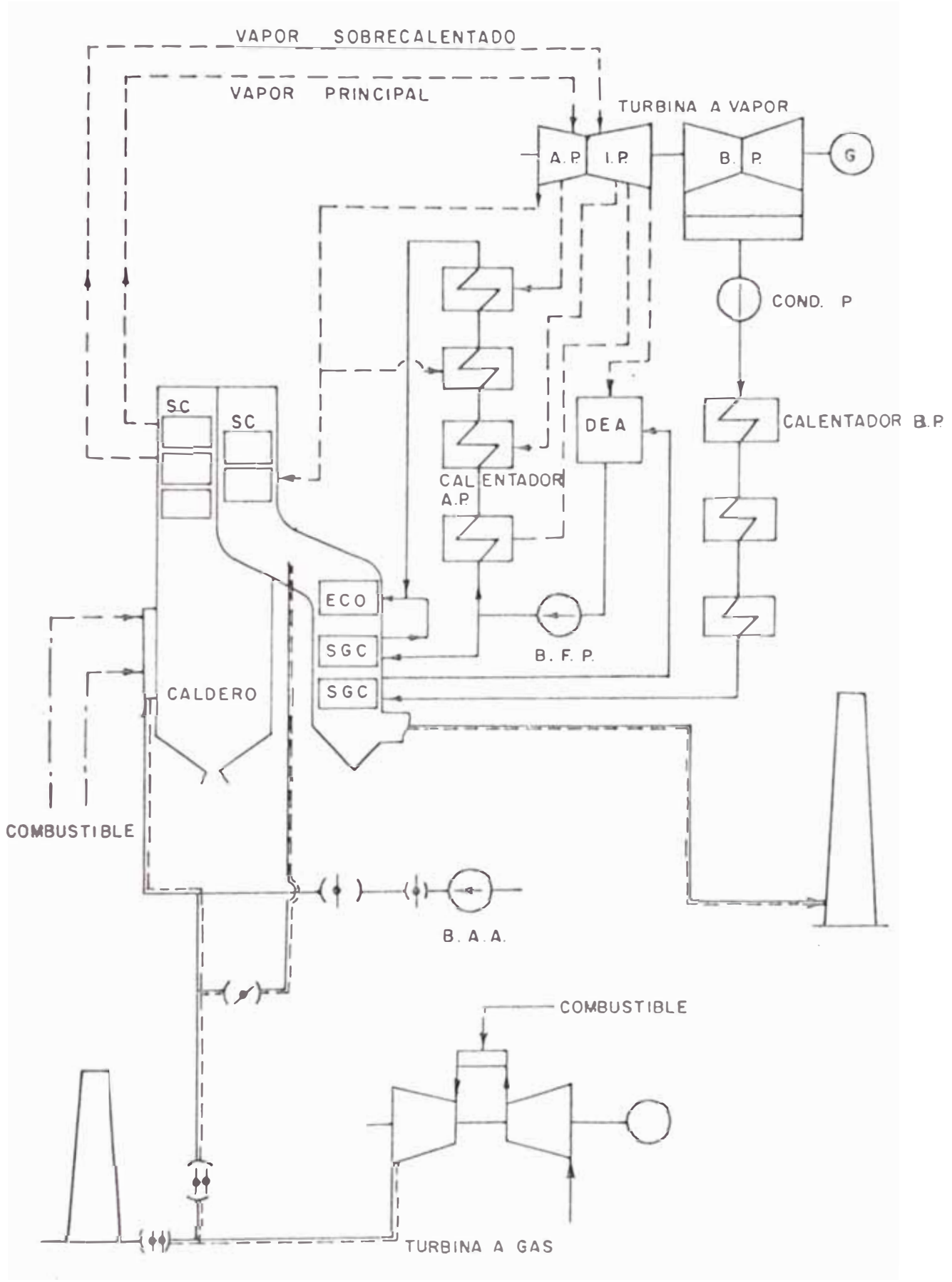


Figura Nº 10



- CALDERO RECUPERADOR DE CALOR SIN QUEMADO ADICIONAL.

CICLO COMBINADO SIN QUEMADO ADICIONAL



CLICLO COMBINADO CON QUEMADOR EN EL CALDERO

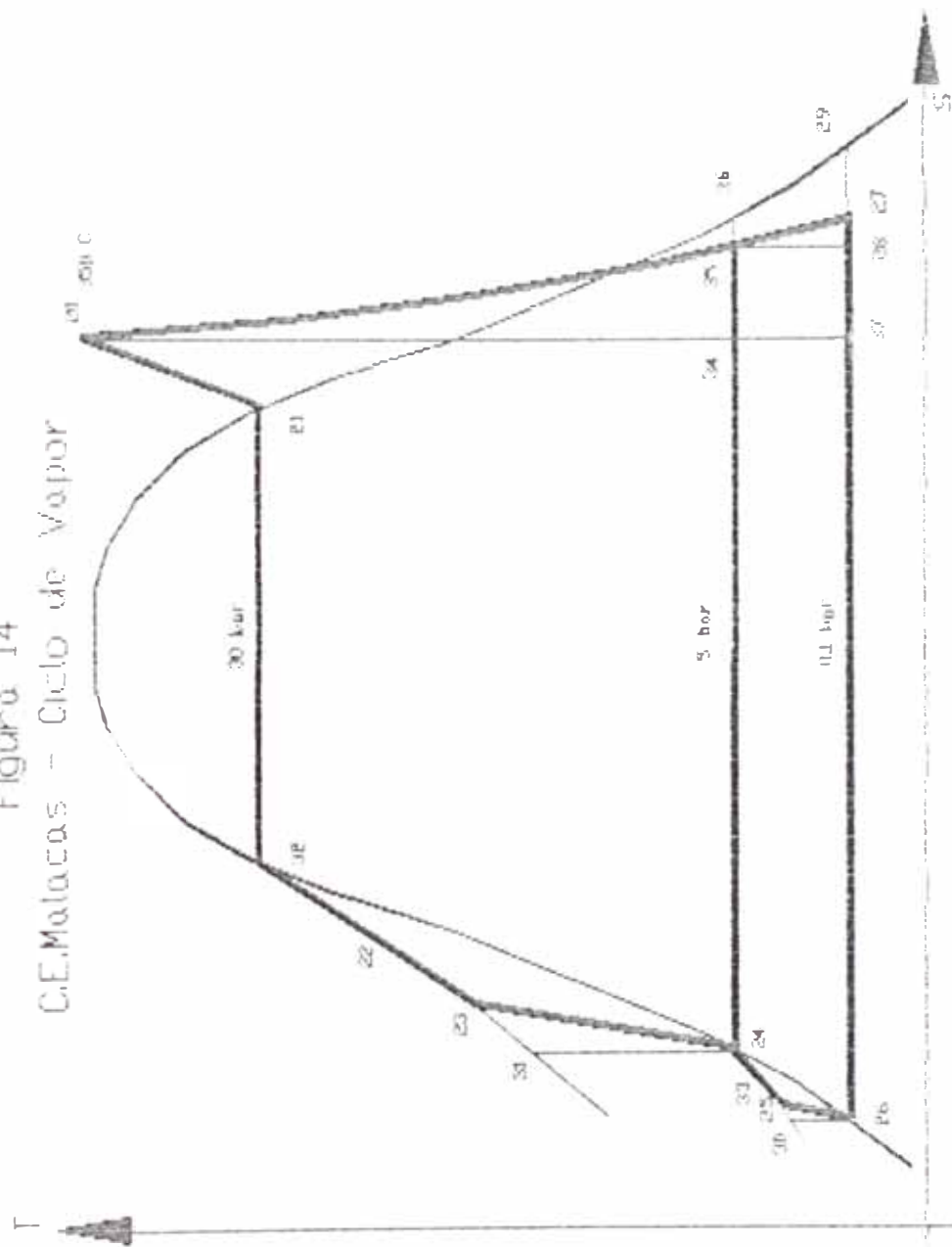
FIG. 13

tracción **para calentamiento** regenerativo del agua de alimentación. En la figura N°14 se encuentra el diagrama T-s para este ciclo.

En **los** cuadros 26, 27, 28, 29, 30 y 31 se encuentran los balances térmicos para presiones de 30 y **40 bar** y temperaturas de 300, 350 y 400°C. El Ciclo **tendrá las** siguientes características:

- 1. Temperatura máxima:** Limitada por la temperatura de los gases de escape de **las Turbinas a gas (400-430°C)**, se determina una diferencia de **temperatura entre la entrada** de los gases de escape al GVRC y la temperatura de salida del vapor de 50-80°C. Para una buena transferencia de calor en el Recuperador, se elige una temperatura máxima de 350°C.
- 2. Presión máxima:** En este caso se elige de manera tal que el vapor **la salida de la Turbina** tenga una calidad mayor de 0.85. Esta presión es de 30 bar y corresponde a una temperatura de saturación de 234°C.
- 3. Presión de extracción:** Para instalaciones con una extracción, el mayor incremento de eficiencia del Ciclo de Vapor se obtiene a una temperatura de aproximadamente 150°C (Figura 26, Apéndice A). Esta temperatura corresponde a una presión de saturación de 5 bar.
- 4. Presión del Condensador:** Es la correspondiente **a una temperatura de saturación** equivalente **10°C por encima** de la temperatura ambiente. Con una temperatura ambiente máxima de 35°C, se tiene una temperatura en el condensador de 45°C y una presión de 0.1 bar.

Figura 14
C.E. Molinos - Ciclo de Vapor



5.3. Generador de vapor por recuperación de calor (GVRC)

5.3.1. Consideraciones de diseño

Un generador de vapor por recuperación de calor consta de tres etapas principales:

- Economizador
- Evaporador
- Sobrecalentador

En algunas aplicaciones, se incluye dentro del sistema un precalentador de agua de alimentación para conseguir una recuperación de calor más económica. El caldero puede operar con circulación natural o circulación forzada.

Dependiendo de la turbina de vapor seleccionada, se establecen el nivel de la presión de vapor y el grado de sobrecalentamiento del vapor. Debe seleccionarse una temperatura crítica (diferencia entre la temperatura de los gases de escape que salen del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de vapor en el evaporador).

De manera similar, la temperatura crítica (temperatura de aproximación) en el economizador también es un parámetro importante. Si se utiliza esta temperatura demasiado baja, existe la posibilidad que vaporización en ésta etapa. El valor recomendado es de 6 a 22 °C.

El criterio para evaluar los sistemas de recuperación de calor involucran diferentes parámetros y un conocimiento general del procedimiento de diseño.

El GVRC más simple puede contener solo una sección, generalmente un evaporador que produce vapor saturado a

una sola presión. Los sistemas complejos de GVRC pueden contener una multitud de intercambiadores de calor con tres o cuatro diferentes niveles de presión.

El procedimiento de diseño es el mismo para los sistemas simples y para los complejos. Básicamente:

1. Establecer el perfil de temperaturas basados en asumir valores del delta de temperatura crítico y de la temperatura de aproximación.

2. Calcular las cargas de calor de cada sección. La carga en el lado del gas se basa en el perfil antes mencionado. Luego se calculan las cargas de calor disponibles para agua/vapor.

3. Elegir el tamaño del tubo, paso y tamaño de las aletas (En función de las características del gas y capacidad de fabricación).

4. Establecer la sección recta del GVRC basado en los requerimientos de velocidad de la masa de gas.

5. Determinar los flujos de agua y vapor basándose en la velocidad.

6. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para cada sección sobre la base de velocidades de flujo másico y propiedades del fluido.

7. Determinar las superficies requeridas para cada sección sobre la base del coeficiente de transferencia de calor y media logarítmica de diferencia de temperaturas. Estas superficies pueden entonces convertirse en el número de filas requeridas.

8. Calcular las caídas de presión en el lado del gas y el lado de vapor/agua.

9. Tener en consideración otras variables tales como excesiva caída de presión, valores de circulación, punto de rocío (Si cualquiera de estos parámetros supera sus límites, debe modificarse el diseño del GVRC).

10. Determinar la performance del GVRC a condiciones de operación distintas para determinar si el diseño cumple los requerimientos de operación involucrados así como las condiciones de diseño especificadas.

En el esbozo del diseño hay varios parámetros críticos que dependen de la exactitud de la fabricación e ingeniería. Ellos son: temperatura crítica, temperatura de aproximación, cargas de calor, configuración de la superficie, coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión.

***Delta de Temperatura crítico.** Es la diferencia entre la temperatura de gas que sale del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de vapor en el evaporador.

Disminuyendo el la temperatura crítica se incrementa el calor total recuperado por el GVRC. Sin embargo se requiere de una superficie de intercambio de calor mayor.

Para un flujo y temperatura de gas determinados, por ejemplo, la reducción de la temperatura crítica de 22°C a 11°C puede incrementar la producción de vapor de 4 a 5% pero requiere un incremento del 30% de la superficie de intercambio de calor lo que a su vez significa mayores

pérdidas de **presión** y un incremento del costo del GVRC estimado en 20%.

Otro punto en contra (relativo a la disminución excesiva de la temperatura crítica) es que cualquier error en la evaluación de la capacidad calorífica de gas puede llevar a grandes errores en el estimado de la superficie necesaria.

Por ejemplo con una temperatura crítica de 110°C , un error de 2% en la evaluación de la capacidad calorífica del gas que ingresa al GVRC puede conducir a subestimar la superficie necesaria en alrededor de 1%. Sin embargo si la temperatura crítica está establecido **en 10°C** la variación en el estimado de la superficie de transferencia de calor puede variar hasta en 15%.

Temperaturas críticas altas permiten mayor precisión en el estimado de la performance. Pero debido a los altos costos de energía de hoy en día, se pueden justificar económicamente temperaturas críticas bajas.

***Temperatura de aproximación.** Es la diferencia entre la temperatura de saturación del fluido y la temperatura de ingreso de agua al evaporador.

Disminuyendo la temperatura de aproximación se obtiene mayor producción de vapor a una misma presión. Incrementando la temperatura de aproximación se incrementan el rendimiento del evaporador, los costos y ligeramente las pérdidas de presión.

Al mismo tiempo que incrementa los requerimientos de superficie en el evaporador, asegura una estabilidad

mayor reduce la probabilidad de saturación en el economizador a bajas cargas.

La existencia de periodos prolongados de saturación del economizador eventualmente pueden causarle daños. Es una práctica corriente de diseño el uso de temperaturas de aproximación en el rango de 6°C a 22°C .

***Cargas de Calor.** El cálculo de las cargas de calor es la más importante consideración de diseño. El lado vapor/agua es fácil de calcular refiriéndose a las tablas de vapor convencionales las cuales dan valores estandard de entalpía para varios puntos de estado.

Los cálculos del lado del gas no son tan directos. Hay dos métodos para calcular las cargas de calor en el lado del gas: el método calor específico promedio y el método del punto de entalpía.

En el primer caso, se evalúa el calor específico a la temperatura promedio a través de la sección de transferencia y se calcula el calor entregado por el gas en esta sección. Este método tiende a dar mayor rendimiento para la misma diferencia de temperaturas

Estos conduce a una LMTD alta y una superficie de transferencia de calor pequeña. Con bajo delta de temperatura crítico, un exceso del 5% en el estimado de la entalpía del gas puede significar un 20% menos en la superficie del evaporador.

Cuando se conocen los elementos que constituyen el gas, el método del punto de entalpía es más exacto para predecir las cargas de calor. Este método establece la

entalpía del gas a cada una de las dos temperaturas de tal manera que el trabajo puede calcularse sobre la base de la diferencia de entalpías.

Los productos de la combustión son importantes en el diseño de los GVRC, especialmente el contenido de humedad. Un contenido de humedad mayor incrementa la entalpía del gas y se cuenta **con mayor** calor disponible para la misma diferencia de temperaturas.

El resultado final es mayor transferencia de **calor** para la misma superficie. Como regla general, un 2% de incremento en el contenido de humedad significa un incremento del 1.5% del flujo de vapor.

Otras variables que afectan las cargas de calor son el flujo de los gases de escape, la temperatura de los gases de escape, la temperatura de agua de alimentación y la cantidad de purga.

Flujo de escape. Usualmente es especificado por el fabricante de la turbina a gas para condiciones ISO de carga base o para **carga base** real en el sitio. Los errores en el estimado del flujo de gases pueden causar que el GVRC se desvíe de la performance estimada. Como regla general, la disminución de 1% en el flujo de gases de escape significará una disminución de 1% en la cantidad de vapor producida y un incremento en la temperatura del vapor sobrecalentado de casi 0.6°C.

Temperatura de los gases de escape. La temperatura de los gases de escape de la **turbina** a gas también es **crítica para** el diseño de los GVRC. Como regla general,

una reducción de 3°C en la temperatura de los gases significará una disminución del 1% en el flujo de vapor producido o la disminución de 1°C en la temperatura del vapor.

Temperatura del agua de alimentación. Tiene menor influencia en la salida de vapor pero es importante para la vida del equipo. Un cambio de 6°C en esta temperatura, puede resultar en una disminución de 0.1% en el flujo y 0.1°C en la temperatura del vapor.

La baja temperatura de agua de alimentación, sin embargo reduce la temperatura del metal en el extremo frío del GVRC e incrementa la probabilidad de condensación de los productos de los gases que causan corrosión.

El punto de rocío se controla considerablemente mediante la temperatura del agua de alimentación. Como regla general, para gases que tienen alto contenido de azufre la temperatura de agua de alimentación no debe ser menor que 135°C. Por otro lado agua de alimentación a una temperatura muy alta incrementará la temperatura de salida de los gases de escape disminuyendo la efectividad del sistema recuperador de calor.

Cantidad de purga. Es necesario contar con un sistema de purga para proporcionar vapor puro al sistema de suministro. Esto se realiza mediante la descarga de agua saturada desde el tanque de vapor al tanque de purga para disminuir el nivel de sólidos totales disueltos.

El nivel requerido de purga (expresado como un porcentaje del vapor producido) depende del nivel de sólidos

en el agua de alimentación y de la máxima concentración permitida por la ABMA (American Boiler Manufacturers Association).

Por ejemplo, operando a 40 bar, la ABMA recomienda 2500 ppm de sólidos disueltos. Si el agua de alimentación contiene 200 ppm, entonces la purga requerida es 8%. Para una cantidad determinada de vapor a mayor requerimiento de purga, se necesita mayor superficie en el evaporador y en el economizador.

Esto implica mayor inversión debido al incremento de la superficie más el incremento en los costos del tanque de purga y tanque de recuperación auxiliares.

La cantidad de purga de un GVRC tiene un efecto menor en la producción de vapor. Por ejemplo, un incremento del 8% en el purga solamente disminuye en 1% el flujo de vapor.

***Configuración de la superficie.** Todos los GVRC utilizan para la transferencia de calor superficies con aletas. Con combustibles limpios tal como el gas natural, se pueden utilizar sin ningún problema aletas altas (20 mm) y alta densidad de aletas (2 aletas/cm). En caso de trabajar con combustibles menos limpios, se necesita diseñar aletas más bajas y con menor densidad para prevenir la acumulación de hollín en los tubos.

La medida de los tubos, el paso y la configuración determinan la velocidad de la masa de gas. Las velocidades altas incrementan el coeficiente de transferencia de

calor y la caída de presión así como pueden incrementar la posibilidad de vibración.

La práctica recomendada es diseñar el lado del gas del GVRC con una velocidad entre 24,450 a 39,120 kg/hr-m². Generalmente para la mejor efectividad de la transferencia de calor, un arreglo de tubos alternado es preferible a un arreglo de tubos en línea.

La medida de los tubos y el número de pasos, determinan la velocidad en el lado agua/vapor y la caída de presión dentro de los tubos. Una práctica de diseño común es la de dar al agua velocidades de 2.1 m/s y del vapor de 30.5 m/s.

***Coeficiente de transferencia de calor.** Están basados en las correlaciones estándares disponibles en los textos y manuales de los fabricantes de tubos con aletas. Pueden ocurrir errores significativos cuando se tienen desviaciones de estos estándares.

Es muy importante que el coeficiente de transferencia de calor sea establecido con la mayor precisión posible. No se tendrán problemas si se utilizan medidas estándares de tubos, pasos y configuración de aletas.

***Caídas de presión.** Una vez que se han fijado las áreas de transferencia de calor, pueden calcularse las caídas de presión en el lado de los gases y en el lado del vapor. La caída de presión en el lado de los gases debe incluir las pérdidas de presión a lo largo de todo el ducto de trabajo, todas las superficies de intercambio de calor y en el ducto de escape.

La caída de presión en el lado agua/vapor si bien no es crítica, debe incluir todas las tuberías y accesorios.

Si la caída de presión en el lado del gas es mayor que la presión de diseño de la salida de los gases de la turbina, entonces el GVRC debe ser rediseñado o modificar la performance de la turbina a gas para aumentar la presión de salida de los gases de escape.

Una caída de presión baja indica un intercambiador de calor grande con muy baja velocidad de los gases. Esto puede producir incertidumbre en los cálculos de la transferencia de calor y el diseño. Una caída de presión alta significa alta velocidad de los gases con disminución de las dimensiones exteriores del GVRC. Sin embargo, las partículas abrasivas del flujo gaseoso pueden erosionar las superficies de transferencia de calor.

En general, una reducción del 20% o un incremento en la caída de presión significará aproximadamente un cambio de 5% en la superficie de transferencia de calor.

Otros factores de operación incluyen consideraciones para la temperatura de escape y trabajo en vacío:

***Temperatura de escape.** Es deseable que la temperatura de escape sea la más baja posible porque las pérdidas en el escape representan las pérdidas del sistema de recuperación de calor.

Esto se hace generalmente reduciendo las temperaturas de aproximación y crítica, disminuyendo la presión de operación cuando sea posible, o teniendo múltiples nive-

les de **presión para** producir vapor o **para** calentar el agua de alimentación o desaereación.

Es una práctica común tender a **utilizar una** temperatura de escape de 120°C para gas natural y 140°C para combustibles líquidos que contienen algo de azufre. Además una temperatura de escape baja puede resultar en condensación de agua y formación de productos **corrosivos** cuando se queman combustibles con contenido de azufre.

En general una temperatura de escape baja requiere mayor superficie de intercambio de calor lo que incrementa la inversión de capital y resulta una mayor caída de presión en el lado de los gases.

***Operación en vacío o fuera del punto de diseño.** Un GVRC se diseña para condiciones ISO o condiciones en el sitio en ambos casos para carga base pero también debe operar con cambios en el flujo de escape de gases de la turbina debidos a cambios en las condiciones ambientales y en las condiciones de carga.

La operación del GVRC debe evaluarse en estos puntos fuera de diseño, especialmente si **existen** diferentes condiciones para ciclos de trabajo relativamente prolongados. Si el GVRC no puede operar u opera con baja performance dentro de las variaciones de la instalación turbogas, éste debe diseñarse nuevamente.

Algunas alternativas para un rediseño son agregar equipo auxiliar y realizar operaciones tales como precalentamiento del vapor, combustión adicional o derivación

de los gases para alcanzar la performance térmica en los puntos fuera de diseño.

En la tabla siguiente podemos apreciar un resumen de los valores (recomendados por los fabricantes) de los parámetros más importantes en los GVRC.

<u>Parámetro de diseño</u>	<u>Valores típicos</u>
Delta de Temp.crítico	8 a 17°C
Temp.de aproximación	5.5 a 22°C
Velocidad de la masa	24450 a 39120kg/hr-m ²
Caída pres.lado gas	150 a 355 mm H ₂ O
Presión de vapor	1 a 100 bar
Pérd.por radiación	0.4 a 1.0%
Pérd.por fugas	0 a 3%

5.3.2.Perfil de temperaturas

El perfil de temperaturas se obtiene partiendo del balance térmico del Ciclo Combinado. En los cuadros 32, 33, 34 y 35 se tienen los resultados para balances térmicos del Ciclo Combinado a distintas condiciones de operación tomando como base el Ciclo Actual de las Turbinas a Gas de la Central Eléctrica Malacas:

- Temperatura ambiente 25°C.Una Turbina a Gas con 13MW.
- Temperatura ambiente 25°C.Dos Turbinas a gas con 13MW cada una.
- Temperatura ambiente 32°C.Una Turbina a Gas con 16MW.
- Temperatura ambiente 32°C.Dos Turbinas a Gas con 16MW cada una.

Se considera un GVRC de presión simple con cuatro etapas:

1. Sobrecalentador
2. Evaporador
3. Economizador
4. Desaereador

Se asume un Delta de Temperatura Crítico de 20°C y una temperatura de aproximación de 20°C. Se producirá vapor sobrecalentado **30 bar** y **350°C** (temperatura de saturación de 234°C). La denominación de los puntos requeridos para el diseño térmico del GVRC se indican a continuación:

Lado gases de escape

- t6 : entrada al sobrecalentador
 t7 : entrada al evaporador
 t8 : entrada al economizador
 t9 : entrada al desaereador
 t10 : salida al ducto de escape

Lado agua/vapor

- t20 : salida del sobrecalentador
 t21 : entrada al sobrecalentador
 t32 : entrada al entrada al evaporador
 t22 : salida del economizador
 t23 : entrada al economizador
 t24 : salida de desaereados
 t33 : entrada al desaereador

5.3.3. Cargas de calor

Balance en el sobrecalentador:

Calor requerido por el vapor (qvsc1)

$$qvsc1 = fmv \cdot (h20 - h21)$$

donde:

fmv : flujo másico de vapor
 h20 : entalpía del vapor sobrecalentado
 h21 : entalpía del vapor saturado
 Calor entregado por el gas

$$q_{gscl} = f_{ge} \cdot (h_6 - h_7)$$

donde:

fge : flujo másico de gases de escape
 h6 : entalpía de los gases de escape a t6
 h7 : entalpía de los gases de escape t7

Balance en el evaporador

Calor recibido por el agua/vapor (qveva)

$$q_{veva} = f_{mv} \cdot (h_{21} - h_{22})$$

donde:

h21 : entalpía del vapor saturado
 h22 : entalpía del agua a t22

Calor entregado por el gas (qgeva)

$$q_{geva} = f_{ge} \cdot (h_7 - h_8)$$

donde:

h7 : entalpía de los gases de escape t7
 h8 : entalpía de los gases de escape t8

Balance en el economizador

Calor recibido por el vapor (qveco)

$$q_{veco} = f_{mv} \cdot (h_{22} - h_{23})$$

donde:

h22 : entalpía del agua t22
 h23 : entalpía del agua t23

Calor entregado por el gas (qgeco)

$$q_{geco} = f_{ge} \cdot (h_8 - h_9)$$

donde:

h_8 : entalpía de los gases de escape a t_8

h_9 : entalpía de los gases de escape a t_9

Balance en el desaerador

Calor recibido por el vapor (q_{vdea})

$$q_{vdea} = f_{mv} \cdot (h_{24} - h_{33})$$

donde:

h_{24} : entalpía del agua a t_{24}

h_{33} : entalpía del agua a t_{33}

Calor entregado por el gas (q_{gdea})

$$q_{gdea} = f_{ge} \cdot (h_9 - h_{10})$$

donde:

h_9 : entalpía de los gases de escape a t_9

h_{10} : entalpía de los gases de escape a t_{10}

5.3.4. Flujos de vapor y agua

Según los fabricantes de GVRC, la velocidad recomendada para el vapor es de 30 m/s y la del agua, 2m/s. El cálculo se hará utilizando estos estimados.

5.3.5. Dimensiones principales

Se estima: diámetro de los tubos, el espesor mínimo requerido por los tubos, número de tubos, pasos longitudinal y transversal de los tubos, tamaño y paso de la aletas, y la sección recta del GVRC. Las aletas tienen las siguientes proporciones referidas al diámetro exterior del tubo:

$$\text{Altura} \quad : H = 0.5d$$

$$\text{Espesor} \quad : T = 0.025d$$

Paso : $Z = 0.1d$

1. Espesor mínimo de tubos: Se calcula con la relación:

$$t_{\min} = \frac{P \cdot d}{(2 \cdot S \cdot e + P \cdot y)} + C$$

donde:

t_{\min} : espesor mínimo del tubo

P : presión de diseño (50% más que la de trabajo)

d : diámetro exterior del tubo

S : esfuerzo de diseño del material del tubo

e : eficiencia de las juntas soldadas.

y : coeficiente por tipo de material. Para aceros ferríticos: hasta 480°C es 0.4, de 480 a 510°C es 0.5, para temperatura mayores, 0.7. Para aceros austeníticos: hasta 565°C es 0.4, de 565 a 620 es 0.5, para temperaturas mayores es 0.7. Para materiales ferrosos dúctiles es 0.4. Para materiales frágiles es 0.

C : suma de tolerancias para corrosión, erosión y cualquier profundidad de las muesca o estriado. La Sección I del ASME Boiler and Pressure Vessel Code establece un valor de 0.065 pulg (1.65 mm) para tuberías de hasta 3.5 pulg.

2. Número de tubos: el número de tubos por hilera se calcula mediante:

$$n_{\text{hil}} = \frac{\text{area flujo}}{\text{area tubo}}$$

donde:

n_{hil} : número de tubos por hilera

area_flujo : area requerida para que el flujo de vapor o agua tenga una velocidad adecuada

area_tubo : sección recta interna del tubo

3. Sección recta del GVRC: se calcula mediante:

$$\text{area}_{\text{gvrc}} = \frac{\text{fge1}}{\text{vel}_{\text{gas}}}$$

donde:

area_gvrc : sección recta requerida por el Recuperador de Calor

fge1 : flujo de gases

vel_gas : velocidad recomendada de los gases de escape.

4. Paso longitudinal de los tubos: Para una disposición de tubos alternada, el paso longitudinal recomendado es:

$$P_l = 3.0 \cdot d$$

donde:

P_l : paso longitudinal

d : diametro exterior del tubo

5. Paso transversal de los tubos: Para una disposición alternada, el paso transversal recomendado es:

$$P_t = 3 \cdot d$$

donde:

P_t : paso transversal de los tubos

d : diametro exterior del tubo

5.3.6. Coeficiente de transferencia de calor

Lado gas:

Número de Reynolds:

$$Re_g = 0.2778 \cdot \frac{gs_gas \cdot de}{\mu_gas}$$

donde:

gs_gas : flujo de gas, Kg/hr-m²

de : diámetro equivalente, m

mu_gas : viscosidad dinámica, centipoise

Número de Prandtl:

$$Pr_g = 100 \cdot \frac{c_{ppc} \cdot \mu_gas}{K_g}$$

donde:

c_{ppc} : calor específico del gas, KJ/Kg-°C

K_g : conductividad térmica del gas, w/m-°Cx10²

El coeficiente de transferencia de calor del lado gas puede determinarse mediante la relación de Robinson y Biggs:

$$\frac{H_g d_o}{K_g} = 4.824 \times 10^{-3} \cdot Re_g^{0.681} \cdot Pr_g^{0.333} \left[\frac{a}{h} \right]^{0.2} \left[\frac{a}{t} \right]^{0.113}$$

donde:

H_g : coeficiente de transferencia de calor lado gas, KJ/m²-hr-°C.

d_o : diámetro exterior del tubo, m.

K_g : conductividad térmica del gas, KJ/m-hr-°C

Re_g : Número de Reynolds del gas.

Pr_g : Número de Prandtl del gas.

a : paso de las aletas, mm.

h : altura de las aletas, mm.

t : espesor de la aletas, mm.

Para propósitos de estimación, la eficiencia de una aleta circular de sección rectangular se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{2}{u_b \cdot \left[1 - \frac{u_e}{u_b} \right]^2} \left[\frac{I_1(u_b) - \beta_1 \cdot K_1(u_b)}{I_0(u_b) + \beta_1 \cdot K_0(u_b)} \right]$$

donde:

$$\beta_1 = \frac{I_1(u_b)}{K_1(u_b)}$$

$$u_b = \frac{\frac{(d_e - d_b)}{2} \cdot \left[\frac{2 \cdot h_f}{KM \cdot T} \right]^{0.5}}{\left[\frac{d_e}{d_b} - 1 \right]}$$

$$u_e = u_b \cdot \left[\frac{d_e}{d_b} \right]$$

I_0 : Función Modificada de Bessel de Primera Especie y Orden Nulo.

I_1 : Función Modificada de Bessel de Primera Especie y Orden Primero.

K_0 : Función Modificada de Bessel de Segunda Especie y Orden Nulo.

K_1 : Función Modificada de Bessel de Segunda Especie y Orden Primero.

H_o : coeficiente pelicular de transferencia de calor lado aletas. Considerar efecto de incrustación en caso necesario, $\text{KJ/m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C}$.

d_o : diámetro exterior del tubo incluyendo la altura de la aleta: $d_o = d + 2 \cdot H$, donde d es el diámetro exterior del tubo y H es la altura de la aleta, m.

d_b : diámetro en la raíz de la aleta, igual al diámetro exterior del tubo, m.

K_M : coeficiente de Conductividad Térmica del metal del tubo, $\text{KJ/m-hr-}^\circ\text{C}$.

T : espesor de la aleta, m.

El coeficiente pelicular considerando incrustaciones se calcula mediante:

$$H_o' = \frac{H_o \cdot H_o}{H_o + H_o}$$

Entonces el coeficiente pelicular corregido para el lado gas se calcula mediante:

$$H_{go} = \left[1 - (1 - \phi) \frac{A_f}{A_t} \right] \cdot H_o'$$

donde:

H_{go} : coeficiente de transferencia de calor lado gas corregido por la eficiencia de las aletas, $\text{KJ/m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C}$

A_f : superficie de las aletas, m^2/m .

A_t : superficie exterior total de los tubos, m^2/m .

Lado agua:

Número de Reynolds (Re_w):

$$Re_w = 2777.78 \cdot \frac{gs_{av} \cdot d_i}{\mu_{av}}$$

donde:

gs_{av} : flujo de agua/vapor, Kg/hr-m²

d_i : diámetro interior del tubo, m

μ_{av} : viscosidad dinámica del agua/vapor, Pa-sx10⁷

Número de Prandtl (Pr_w):

$$Pr_w = 0.1 \cdot \frac{cp_{av} \cdot \mu_{av}}{K_w}$$

donde:

cp_{av} : calor específico del agua/vapor, KJ/Kg-°C

μ_{av} : viscosidad dinámica del agua/vapor, Pa-sx10⁷

K_w : conductividad térmica agua/vapor, w/m-°Cx10³

En el lado interior de los tubos, para flujo de una sola fase se utiliza la ecuación de Dittus y Boelter :

$$\frac{H_w d_i}{K_w} = 8.28 \times 10^{-5} \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.4}$$

donde:

H_w : coeficiente de transferencia de calor lado agua/vapor, KJ/m²-hr-°C.

d_i : diámetro interior del tubo, m.

K_w : conductividad térmica agua/vapor, w/m-°Cx10³

Re_w : Número de Reynolds lado agua/vapor.

Pr_w : Número de Prandtl lado agua/vapor.

El coeficiente pelicular considerando incrustaciones se calcula mediante:

$$H_w' = \frac{H_w \cdot H_o}{H_w + H_o}$$

El coeficiente interior de transferencia de calor referido al área total exterior es:

$$H_{wo} = H_w \cdot \frac{A_i}{A_e}$$

donde:

H_{wo} : coeficiente de transferencia de calor lado agua/vapor referido a la superficie exterior de los tubos, $\text{KJ/m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C}$.

La resistencia del metal se calcula mediante la ecuación:

$$R_m = \frac{A_e}{A_i} \cdot \frac{d_o}{2K_m} \ln \frac{d_o}{d_i}$$

donde:

R_m : resistencia del metal, $\text{m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C/KJ}$.

K_m : conductividad térmica del material del tubo, $\text{KJ/m-hr-}^\circ\text{C}$.

Finalmente, el coeficiente global de transferencia de calor en el GVRC basado en la superficie total exterior de los tubos se determina mediante:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{H_{wo}} + \frac{1}{H_w} + R_m}$$

5.3.7. Superficies de intercambio de calor

Calculados los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor (U) para cada una de las etapas del GVRC, las superficies de intercambio de calor se calculan mediante:

$$A = \frac{Q}{U \cdot d_{mlt}}$$

donde:

A : Superficie de intercambio de calor

Q : Calor transmitido en la etapa

U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor

d_{mlt} : Diferencia media logarítmica de temperatura de la etapa

Con los valores de las Superficies de Intercambio de Calor requeridas por cada etapa, se calcula en número de hileras de tubos requeridas:

$$n = \frac{A}{\text{area_hil}}$$

donde:

n : número de hileras de tubos

A : Area de transferencia requerida por la etapa

area_hil : Area de una hilera de tubos de la etapa

5.3.8. Caídas de presión

Para determinar la caída de presión a través de los tubos aleteados es necesario determinar previamente:

* Volumen Libre Neto (VLN):

$$\text{VLN} = A \cdot P_1 - \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot n - 1) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \text{lado} - \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot n - 1) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(d + 2 \cdot H)^2 - d^2 \right] \cdot T \cdot \frac{\text{lado}}{Z}$$

* Superficie Friccional (SF):

$$SF = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot n - 1) \cdot lado \cdot (A_r - A_t)$$

* Diámetro equivalente, dado por la relación:

$$D'_{ev} = \frac{4 \cdot VLN}{SF}$$

donde:

VLN : Volumen Libre Neto, m³

SF : Superficie Friccional, m²

* Coeficiente de fricción (f):

$$f = 144 \cdot Re_g^{-0.143446} \cdot e^{-4.694563}$$

donde:

Re_g : Numero de Reynolds del gas.

e : base de logaritmos naturales, e = 2.718281.

La caída de presión en el lado del gas se determina mediante la ecuación de Briggs y Young:

$$\delta P = \frac{f \cdot G_m \cdot L_p}{6.5 \cdot 10_{12} \cdot D'_{ev} \cdot s \cdot \phi_m} \cdot \left[\frac{D'_{ev}}{P_t} \right]^{0.4} \cdot \left[\frac{S_L}{P_t} \right]^{0.6}$$

donde:

δP : caída de presión en el lado del gas, pulg agua.

G_m : flujo másico de gas, kg/m²-hr.

L_p : Longitud de la trayectoria (L_p = num_fil · pl), m.

P_t : paso transversal de los tubos, m.

S_L : distancia entre centros del tubo más próximo del siguiente banco, m.

s : densidad específica del gas referida al agua p_g/p_w , donde p_g es la densidad del gas a las condiciones de trabajo y p_w es la densidad del agua.

μ_w : relación de viscosidad. Para el caso igual a 1.

5.3.9. Influencia de la caída de presión en el GVRC en el rendimiento de la turbina a gas

Un incremento en la caída de presión en el escape de la Turbina a gas, no afecta al funcionamiento del Compresor y por lo tanto el flujo de aire será constante.

El incremento en la caída de presión ocasionará una reducción de la relación de expansión, incrementando la temperatura a la salida del expansor. La reducción en la relación de presión en el expansor es igual al porcentaje de incremento en la caída de presión. Un cambio en la contrapresión de la turbina de gas, afectará a la densidad de los gases de escape y por lo tanto a la velocidad de salida del expansor. Un incremento en la contrapresión reducirá la velocidad de salida y aumentará la eficiencia total del expansor. De esta manera, la pérdida de potencia resultante de un incremento en la contrapresión de la turbina a gas o la ganancia en la potencia debida a la reducción de la contrapresión no será mayor que la variación en la eficiencia del expansor.

La potencia de una turbina a gas se calcula asumiendo que la caída de presión en la admisión y en el escape son

iguales y luego se le afecta por un factor de corrección que se calcula mediante la relación:

$$FC = \frac{K \cdot (P_{adm} - P_{esc})}{P_{esc}}$$

donde:

$$K = 1 + \frac{e \cdot t_{10} \cdot f_a \cdot e_g}{11.86 \cdot 10^9 \cdot n_{es}}$$

y

P_{adm} : presión absoluta en la admisión. Igual a la presión ambiente menos la caída de presión en la admisión, esta última estimada en 3 pulg.H₂O, pulg H₂O.

P_{esc} : presión absoluta en el escape. Igual a la presión ambiente mas las caídas de presión en el escape de la turbina y la caída de presión en el GVRC, pulg H₂O.

e : eficiencia de expansión. Varía de 50 a 80%

t_{10} : temperatura de los gases de escape, °C

f_a : flujo de aire, kg/hr

e_g : eficiencia del generador/reductor

n_{es} : potencia eléctrica de salida, KW.

5.3.10. Ejemplo de Cálculo

El cálculo térmico del GVRC se efectúa sobre la base del Ciclo Combinado resultante de operar dos Turbinas a Gas con 16MW c/u. Los resultados del balance térmico de éste Ciclo Combinado están en el cuadro N°35. Estos resultados se utilizan como datos de entrada para el cálculo del GVRC.

1. Datos:

Gases de escape, Kg/hr	818.990
Vapor, Kg/hr	78.860
Esfuerzo de diseño del metal, N/mm ² ...	103.6
Velocidad de vapor, m/hr	108.000
Velocidad de agua, m/hr	7.200
Velocidad de gas, Kg/m ² -hr	15.000
Cond.térm.metal del tubo, KJ/hr-m-°C .:	160
Gravedad, m/hr ²	1.27x10 ⁹
Coefic.pelic.para incrust.KJ/hr-m ² -°C :	6.800
Diam.de los tubos d, m	0.0508 (2.0")
Aletas:	
Altura H,m	0.0254
Espesor T,m	0.00127
Paso Z, m	0.00508
Temperaturas:	
t6, °C	430
t7, °C	406
t8, °C	254
t9, °C	231
t10, °C	193
t20, °C	350
t21, °C	234
t22, °C	214
t23, °C	152
t24, °C	152
t32, °C	234
t33, °C	138

Fresiones:

p20, bar : 30

p24, bar :

Entalpias:

h20, KJ/Kg-°C : 3116

h21, KJ/Kg-°C : 2802

h22, KJ/Kg-°C : 916

h23, KJ/Kg-°C : 644

h24, KJ/Kg-°C : 640

h33, KJ/Kg-°C : 580

2.Cargas de Calor:

qvsc1 = 78,860*(3116-2802) 2.476 x 10⁷ KJ/hr

qveva 78,860*(2802-916) 1.487 x 10⁸ KJ/hr

qveco 78,860*(916-644) 2.144 x 10⁷ KJ/hr

qvdeal 78,860*(640-580) 4.732 x 10⁶ KJ/hr

3.Diferencias de Temperaturas:

$$\text{dmlt}_{\text{scl}} = \frac{(t_6 - t_{20}) - (t_7 - t_{21})}{\ln \frac{(t_6 - t_{20})}{(t_7 - t_{21})}} = 120.2^\circ\text{C}$$

$$\text{dmlt}_{\text{eva}} = \frac{(t_7 - t_{21}) - (t_8 - t_{22})}{\ln \frac{(t_7 - t_{21})}{(t_8 - t_{22})}} = 90.5^\circ\text{C}$$

$$\text{dmlt}_{\text{eco}} = \frac{(t_8 - t_{22}) - (t_9 - t_{23})}{\ln \frac{(t_8 - t_{22})}{(t_9 - t_{23})}} = 57.2^\circ\text{C}$$

$$\text{dmlt}_{\text{dea}} = \frac{(t_9 - t_{24}) - (t_{10} - t_{33})}{\ln \frac{(t_9 - t_{24})}{(t_{10} - t_{33})}} = 63.4^\circ\text{C}$$

4. Espesor mínimo del tubo:

$$t_{\min} = \frac{1.5 \times 30 \times 5.08 \times 10^{-2}}{20 \times 103.6 + 1.5 \times 30 \times 0.4} + 0.00165 = 0.0027 \text{ m}$$

Se utiliza el espesor estandar siguiente:

$$\text{Esp}_{\text{tub}} = 0.00277 \text{ m (Calibre 12 BWG).}$$

5. Dimensiones del Tubo:

$$\text{Diametro interior} : 4.526 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{Seccion recta} : 1.609 \times 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{tubo}$$

$$\text{Area Lateral Interior} : 0.142 \text{ m}^2 / \text{hr}$$

6. Numero de tubos:

Sobrecalentador:

$$t = (350 + 234) / 2 = 292^\circ \text{C}$$

$$\text{presión} = 30.0 \text{ bar}$$

$$\text{vol}_{\text{scl}} = 0.09053 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

$$n_{\text{scl}} = \frac{0.09053 \times 78.860}{1.08 \times 10^{-3} \times 1.609 \times 10^{-3}} = 42 \text{ tubos}$$

De manera similar para el Economizador y Desaereador:

$$n_{\text{eco}} = 9 \text{ tubos}$$

$$n_{\text{dea}} = 8 \text{ tubos}$$

Se toma el máximo : $n_{\text{tub}} = 42 \text{ tubos/hilera}$

7. Flujo másico de agua:

Sección recta de cada hilera :

$$q_{\text{s}}_{\text{av}} = \frac{78.860}{1.609 \times 10^{-3} \times 42} = 1.167 \times 10^6 \text{ Kg/hr-m}^2$$

8. Sección Recta del Recuperador:

$$\text{area}_{\text{gvrc}} = \frac{f_{\text{ge1}}}{\text{VEL}_{\text{GAS}}} = \frac{818,990}{1.5 \times 10^4} = 54.60 \text{ m}^2$$

$$\text{lado} = (54.60)^{0.5} = 7.39 \text{ m}$$

Verificación si el lado es suficiente para alojar 42 tubos aleteados de $\varnothing 2''$:

$$(n_{\text{tub}}-1) \times P_t + d + 2 \times H = (42-1) \times 0.152 + 0.0508 + 2 \times 0.0254 \\ = 6.33 < 7.39$$

9. Diametro equivalente:

Area aleta:

$$\text{area_aleta} = \frac{2 \times \pi}{4 \times Z} \left[(d + 2 \times H)^2 - d^2 \right] \\ = \frac{2 \times \pi}{4 \times 0.00508} \left[(0.0508 + 2 \times 0.0254)^2 - 0.0508^2 \right] \\ = 2.394 \text{ m}^2/\text{m}$$

Area libre de los tubos:

$$\text{area_tubo} = \pi \times d \left[1 - \frac{T}{Z} \right] = \pi \times 0.0508 \left[1 - \frac{0.00127}{0.00508} \right] \\ = 0.120 \text{ m}^2/\text{m}$$

Area expuesta total:

$$\text{area_exp} = \text{area_aleta} + \text{area_tubo} = 2.394 + 0.120 = 2.514 \text{ m}^2/\text{m}$$

Perimetro húmedo:

$$p_m = 4 \times \frac{H}{Z} + 2 \left[1 - \frac{T}{Z} \right] = 4 \times \frac{0.0254}{0.00508} \left[1 - \frac{0.00127}{0.00508} \right] = 21.5 \text{ m}$$

Diametro equivalente:

$$d_e = \frac{2 \times \text{area_exp}}{\pi \times p_m} = \frac{2 \times 2.514}{\pi \times 21.5} = 0.074 \text{ m}$$

10. Velocidad del gas:

Area de flujo:

$$\text{area_flujo} = \text{area_gvrc} - n_{\text{tub}} \times \text{lado} \times \left[d + 2 \frac{H \times T}{Z} \right] \\ = 54.60 - 42 \times 7.39 \times \left[0.0508 + 2 \frac{0.0254 \times 0.00127}{0.00508} \right] \\ = 34.89 \text{ m}^2$$

$$q_{s_gas} = \frac{f_{ge1}}{area_flujo} = \frac{818.990}{34.89} = 23,472 \text{ Kg/hr-m}^2$$

11. Coeficientes Peliculares referidos al area exterior de los tubos:

Sobrecalentador:

Temperatura del gas : $(430+406)/2 = 418^\circ\text{C}$

Temperatura del agua: $(350+234)/2 = 292^\circ\text{C}$

Presión del vapor : 30.0 bar

Con estos datos, de tablas:

$\mu_{gas} = 0.0322 \text{ cp}$

$K_g = 5.652 \times 10^{-2} \text{ w/m-}^\circ\text{C}$

$c_{ppc} = 1.133 \text{ KJ/Kg}$

$\mu_{av} = 196.0 \times 10^{-7} \text{ Pa-s}$

$K_w = 51.99 \text{ w/m-}^\circ\text{K}$

$c_{p_av} = 2.621 \text{ KJ/Kg}$

Número de Reynolds:

$$\text{Gas: } Re_g = 0.2778 \times \frac{23.472 \times 0.074}{0.322} = 15.091$$

$$\text{Vapor: } Re_w = 2.778 \times \frac{1.167 \times 10^{-6} \times 0.04526}{196} = 7.488 \times 10^5$$

Número de Prandtl:

$$\text{Gas: } Pr_g = \frac{1.133 \times 0.0322}{5.652 \times 10^{-2}} = 0.644$$

$$\text{Vapor: } Pr_w = 0.1 \times \frac{2.649 \times 196}{48.37} = 1.073$$

Coeficiente Pelicular lado Gas:

$$h_g = 4.824 \times 10^{-3} (15,091)^{0.4} (0.644)^{-0.333} \left[\frac{0.00508}{0.0254} \right]^{0.2}$$

$$x \left[\frac{0.00508}{0.00127} \right]^{0.113} \times \frac{5.652}{0.0508} = 275.53 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Considerando efecto de las incrustaciones, para un coeficiente de incrustación hd_0 : $6,800 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$:

$$h_a = \frac{h_g \times h_{d0}}{h_g + h_{d0}} = \frac{275.53 \times 6,800}{275.53 + 6,800} = 264.80 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Eficiencia de las aletas:

Con $db = d$ y $de = d+2xH$

Las Funciones de Bessel se ubican en Tablas.

$$\phi = 0.5792$$

Coeficiente corregido por la eficiencia de las aletas:

$$h_{g0} = \left[\frac{1 - (1 - 0.5792) \times \frac{2.394}{2.514}}{1} \right] \times 264.80$$

$$h_{g0} = 158.67 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Coeficiente pelicular para el lado del agua/vapor:

$$h_w = 8.28 \times 10^{-5} \times (748.751)^{0.7} \times (1.073)^{0.4} \times \frac{48.37}{0.04526}$$

$$h_w = 4.556 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Considerando incrustaciones (el mismo valor que para el lado gas):

$$h_w = \frac{4.556 \times 6,800}{4.556 + 6,800} = 2,728 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Coeficiente basado en el area exterior:

$$h_{w0} = 2,728 \times \frac{0.142}{2.514} = 154.33 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Resistencia del metal:

$$r_m = \frac{\text{area_exp}}{\text{area_int}} \times \frac{d}{2 \times KM} \times \ln \frac{d}{d_{\text{int}}}$$

$$r_m = \frac{2.514}{0.142} \times \frac{0.0508}{2 \times 160} \times \ln \frac{0.0508}{0.04526} = 3.24 \times 10^{-4}$$

Evaporador:

El cálculo se realiza de manera similar, la diferencia radica en **que por** ser un proceso con cambio de fase, se estima un valor de h_w de la Fig.27 con:

$t_{av} = 450^\circ\text{F}$ y $\text{veloc} = 1.3 \text{ pie/s}$, resultando $h_w = 1500 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$ y un factor de corrección de 0.8.

Así,

$$\phi = 0.5982$$

$$h_{q0} = 151.80 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$h_{w0} = 300 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Economizador:

De manera similar al sobrecalentador:

$$\phi = 0.6247$$

$$h_{q0} = 140.53 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$h_{w0} = 236.34 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Desaerador:

$$\phi = 0.6360$$

$$h_{q0} = 135.38 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$h_{w0} = 167.59 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

12. Coeficiente Global y numero de hileras de tubos:**Sobrecalentador:**

Coeficiente global:

$$u_{scl} = \frac{1}{\frac{1}{158.67} + \frac{1}{154.33} + 3.24 \times 10^{-4}} = 76.3 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Numero de hileras:

$$n_{\text{fil_scl}} = \frac{qv_{\text{scl}}}{u_{\text{scl}} \cdot d_{\text{mit_scl}} \times \text{area_exp} \times n_{\text{tub}} \times \text{lado}}$$

$$n_{\text{fil_scl}} = \frac{2.47 \times 10^7}{76.3 \times 120.2 \times 2.514 \times 42 \times 7.39} = 4$$

Evaporador:

De manera similar al sobrecalentador:

$$u_{\text{eva}} = 97.6 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$n_{\text{fil_eva}} = 22$$

Economizador:

De manera similar al sobrecalentador:

$$u_{\text{eco}} = 85.7 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$n_{\text{fil_eco}} =$$

Desaerador:

De manera similar al sobrecalentador:

$$u_{\text{dea}} = 73.1 \text{ KJ/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$n_{\text{fil_dea}} = 2$$

13.Caida de presion:

Volumen libre neto:

$$\text{VLN} = 54.60 \times 0.114 - 0.5 \times (2 \times 42 - 1) \frac{\pi \times 0.0508^2}{2} -$$

$$- \frac{1}{2} (2 \times 42 - 1) \frac{1}{4} \left[(0.0508 + 2 \times 0.0254)^2 - 0.0508^2 \right] \times$$

$$\times \frac{0.00127 \times 7.39}{0.00508}$$

$$\text{VLN} = 7.23 \text{ m}^3$$

Superficie friccional:

$$\text{SF} = \frac{1}{2} (42 - 1) \times 7.39 \times 2.514 = 770.8 \text{ m}^2$$

Diametro equivalente:

$$D'_{\text{eq}} = \frac{4 \times 7.23}{770.8} = 0.0378 \text{ m}$$

Número de Reynolds:

$$\text{Reg} = \frac{0.2778 \times 0.0378 \times 23,472}{0.0322} = 7.611$$

Factor de fricción:

$$f = 144 \times (7.611)^{-0.143446} \times e^{-4.494563} = 0.4463$$

Densidad relativa :

$$\rho_{\text{gas}}/\rho_{\text{agua}} = 4.90 \times 10^4$$

Longitud de la travectoria:

$$L_p = 0.610 \text{ m}$$

Con todos estos valores, se calcula la caída de Presión $\Delta p = 0.765 \text{ pulg H}_2\text{O}$.

De manera similar para las demás etapas:

Evaporador : $\Delta p = 3.617 \text{ pulg H}_2\text{O}$

Economizador : $\Delta p = 0.693 \text{ pulg H}_2\text{O}$

Desaereador : $\Delta p = 0.259 \text{ pulg H}_2\text{O}$

14. Variación de potencia de la Turbina a Gas debida a la caída de presión en el Recuperador

Caída total del presión en el Recuperador:

$$\Delta p_{\text{total}} = 0.765 + 3.617 + 0.693 + 0.259$$

$$\Delta p_{\text{total}} = 5.334 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

Factor de corrección de la Potencia de la Turbina a Gas:

Se estima caída de presión en la admisión igual a la del escape e igual a 3 pulg H₂O. De esta manera:

Presión en la admisión = $p_1 - 3$

$$P_{adm} = 402 - 3 = 399 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

Presión en el escape = $p_1 + 3 + \text{delta_total}$

$$P_{esc} = 402 + 3 + 5.334 = 410.334 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

Constante K:

$$K = 1 + \frac{0.5 \times 192.7 \times 394.649 \times 0.98}{11.86 \times 10^6 \times 16,000} = 1.00$$

Factor de corrección:

$$FC = \frac{1.00 \times (399 - 410.33)}{410.33} = -0.0276$$

Potencia corregida:

$$P_c = (1 + FC) \times n_{es} = (1 - 0.0276) \times 16,000 = 15,558 \text{ KW}$$

15. Operación del Recuperador de Calor fuera del punto de diseño.

Con cargas netamente industriales, la demanda no sufre variaciones considerables durante el día, pero con cargas de población la máxima demanda puede llegar a ser el doble de la mínima. Dentro de ciertos límites, se trata de mantener constante la carga de las unidades generadoras mayores y se utilizan las unidades menores para compensar las variaciones ligeras de carga.

El recuperador ha sido calculado para las condiciones de máxima potencia: 16 MW. Pero, necesariamente debe estar en capacidad de operar a cargas parciales. Por las condiciones de los gases de escape, la carga mínima de la Turbina a Gas debe ser 12 MW (Apartado 3.7) por debajo de esta potencia, el Recuperador no operará convenientemente. Como resultado de la operación por debajo del punto

de diseño se tendrá menor producción de vapor, el vapor sobrecalentado tendrá la misma presión pero menor temperatura, el delta de temperatura crítico será menor.

Todo lo manifestado se puede apreciar en los cuadros 36, 37, 38 y 39 en los que se encuentra el diseño del Recuperador para las siguientes condiciones:

1. Una Turbina a Gas con 16MW, $\delta t_1=80^\circ\text{C}$, $\delta t_2=20^\circ\text{C}$, $\phi=1.5''$
2. Dos Turbinas a Gas con 16MW c/u, $\delta t_1=80^\circ\text{C}$, $\delta t_2=20^\circ\text{C}$, $\phi=2.0''$
3. Una Turbina a Gas con 13MW, $\delta t_1=62^\circ\text{C}$, $\delta t_2=15^\circ\text{C}$, $\phi=1.5''$
4. Dos Turbinas a Gas con 13MW c/u, $\delta t_1=62^\circ\text{C}$, $\delta t_2=15^\circ\text{C}$, $\phi=2.0''$

5.4. Turbina a Vapor

Los criterios para la elección de los equipos del Ciclo de Vapor son los siguientes:

1. El Ciclo de Cogeneración proyectado será un Ciclo Combinado, es decir se utilizará exclusivamente para la generación de energía eléctrica. Por este motivo se trata de extraer la máxima cantidad de energía del vapor.
2. La Turbina a Vapor es de pequeña potencia, 16 MW (Menor de 50 MW).

Con estas dos consideraciones se determina que la turbina será del tipo de Condensación, de un cilindro y una extracción para recalentamiento regenerativo del agua de alimentación. Potencia 16 MW, presión de trabajo 30 bar, vapor sobrecalentado de 350°C .

CUADRO N° 36. C.E.MALACAS. RECUPERADOR DE CALOR
 CICLO GAS : TEMP.AMB. = 32.0 °C. POT.GAS = 1x16000 KW
 CICLO VAPOR : TEMP.MAX. = 350.0 °C. PRES.ENTRADA = 30 bar

Gas	Tg °C	Tav °C	DT °C	DMLT °C	DP pulgH2O	U KJ/hr-m2°C	Qg KJ/hr	Filas	Largo m
6	430.0	350.0	80.0						
				120.2	0.812	82.3	12371636	4	0.42
7	405.8	233.8	172.0						
				90.5	3.492	107.3	74364352	20	2.25
8	253.8	152.3	101.6						
				57.2	0.735	93.0	10732563	5	0.53
9	230.9	151.9	79.1						
				63.4	0.275	79.0	2365520	2	0.19
10	192.7	45.9	146.8						

FLUJOS: GAS: 409495 Kg/hr VAPOR: 39.4 Ton/hr
 AREAS: SCL: 1251m2 EVA: 7660 m2 ECO: 2018 m2 DEA: 472 m2
 GVRC: 27.30 m2
 TUBOS:

DIAM.: 38.10 mm PASO LONG.: 114.3 mm PASO TRANSV.: 114.3 mm
 AREA EXTERIOR: 1.885 m2/hilera NUMERO TUBOS: 40tub/hilera
 ALETAS:

ALTURA: 19.1 mm ESPESOR: 0.95 mm PASO: 3.81 mm
 EFIC.ALETAS: SCL: 0.626 EVA: 0.640 ECO: 0.665 DEA: 0.677

CUADRO N° 37. C.E. MALACAS. RECUPERADOR DE CALOR
 CICLO GAS : TEMP.AMB. = 32.0 °C. POT.GAS = 2x16000 KW
 CICLO VAPOR : TEMP.MAX. = 350.0 °C. PRES.ENTRADA = 30 bar

Gas	Tg °C	Tav °C	DT °C	DMLT °C	DP pulgH2O	U KJ/hr-m2°C	Qg KJ/hr	Filas	Largo m
6	430.0	350.0	80.0						
				120.2	0.765	76.3	24743272	4	0.56
7	405.8	233.8	172.0						
				90.5	3.617	97.6	148728704	22	3.30
8	253.8	152.3	101.6						
				57.2	0.693	85.7	21465126		0.71
9	230.9	151.9	79.1						
				63.4	0.259	73.1	4731041	2	0.25
10	192.7	45.9	146.8						

FLUJOS: GAS: 818990 Kg/hr VAPOR: 78.9 Ton/hr
 AREAS: SCL: 2699m2 EVA: 16840 m2 ECO: 4382 m2 DEA: 1020 m2
 GVRC: 54.60 m2
 TUBOS:

DIAM.: 50.80 mm PASO LONG.: 152.4 mm PASO TRANSV.: 152.4 mm
 AREA EXTERIOR: 2.514 m2/hilera NUMERO TUBOS: 42tub/hilera
 ALETAS:

ALTURA: 25.4 mm ESPESOR: 1.27 mm PASO: 5.08 mm
 EFIC.ALETAS: SCL: 0.579 EVA: 0.598 ECO: 0.625 DEA: 0.636

CUADRO N° 38. C.E. MALACAS. RECUPERADOR DE CALOR
 CICLO GAS : TEMP.AMB. = 25.0 °C. POT.GAS = 1x13000 KW
 CICLO VAPOR : TEMP.MAX. = 338.0 °C. PRES.ENTRADA = 30 bar

Gas Tg °C	Tav °C	DT °C	DMLT °C	DP pulgH2O	U KJ/hr-m2°C	Qg KJ/hr	Filas	Larg m
6 400.0	338.0	62.0						
			98.4	0.591	80.8	9930601	4	0.42
7 380.7	233.8	146.9						
			78.0	3.104	104.0	65626848	24	2.71
248.8	152.3	96.6						
			53.2	0.555	91.0	9471531	5	0.53
229.1	151.9	77.2						
			65.2	0.210	77.6	2196823	2	0.19
10 196.1	45.9	150.2						

FLUJOS: GAS: 422568 Kg/hr VAPOR: 34.8 Ton/hr
 AREAS: SCL: 1248m2 EVA: 8091 m2 ECO: 1957 m2 DEA: 434 m2
 GVRC: 28.17 m2

TUBOS:

DIAM.: 38.10 mm PASO LONG.: 114.3 mm PASO TRANSV.: 114.3 mm
 AREA EXTERIOR: 1.885 m2/hilera NUMERO TUBOS: 35tub/hilera
 ALETAS:

ALTURA: 19.1 mm ESPESOR: 0.95 mm PASO: 3.81 mm

EFIC.ALETAS: SCL: 0.640 EVA: 0.653 ECO: 0.678 DEA: 0.686

CUADRO N° 39. C.E. MALACAS. RECUPERADOR DE CALOR
 CICLO GAS : TEMP.AMB. = 25.0 °C. POT.GAS = 2x13000 KW
 CICLO VAPOR : TEMP.MAX. = 338.0 °C. PRES.ENTRADA = 30

Gas Tg °C	Tav °C	DT °C	DMLT °C	DP pulgH2O	U KJ/hr-m2°C	Qg KJ/hr	Filas	Larg m
6 400.0	338.0	62.0						
			98.4	0.539	75.3	19861202	4	0.56
7 380.7	233.8	146.9						
			78.0	3.184	94.6	131253696	27	4.06
8 248.8	152.3	96.6						
			53.2	0.608	83.6	18943062	6	0.86
9 229.1	151.9	77.2						
			65.2	0.191	71.8	4393646	2	0.25
10 196.1	45.9	150.2						

FLUJOS: GAS: 845137 Kg/hr VAPOR: 69.6 Ton/hr
 AREAS: SCL: 2679m2 EVA: 17794 m2 ECO: 4258 m2 DEA: 938 m2
 GVRC: 56.34 m2

TUBOS:

DIAM.: 50.80 mm PASO LONG.: 152.4 mm PASO TRANSV.: 152.4 mm
 AREA EXTERIOR: 2.514 m2/hilera NUMERO TUBOS: 36tub/hilera
 ALETAS:

ALTURA: 25.4 mm ESPESOR: 1.27 mm PASO: 5.08 mm

EFIC.ALETAS: SCL: 0.599 EVA: 0.615 ECO: 0.638 DEA: 0.646

GENERADOR DE VAPOR POR RECUPERACION DE CALOR (GVRC)

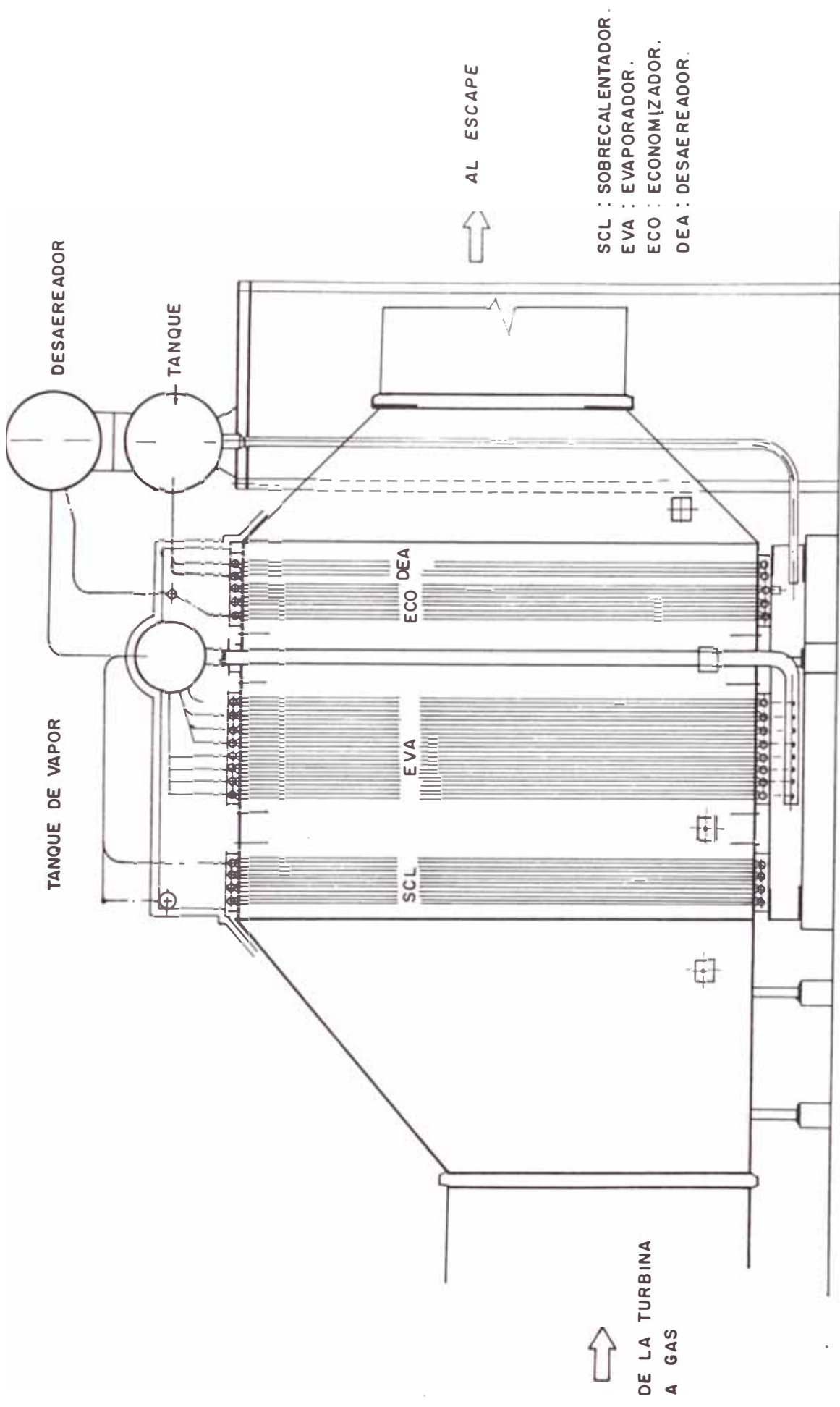


FIG. 16

5.5. Condensador

Los Condensadores se utilizan con la finalidad de:

1. **Producir vacío** para mejora el consumo específico de calor del Ciclo de Vapor.
2. **Condensar el vapor del escape** de la Turbina a Vapor para permitir su reutilización en ciclo cerrado.
3. **Desaerear el condensado.** Eliminar el Oxígeno y otros gases **no condensables disueltos en** el condensado para mantenerlos en un nivel adecuado, compatible con el material y el tratamiento químico del agua de alimentación. Dependiendo de estos factores, el Oxígeno disuelto debe mantenerse en un nivel menor a $0.005\text{cm}^3/\text{lt}$. La ley de Henry establece que la concentración del gas **disuelto en una solución es directamente proporcional a** la presión parcial del gas en el espacio libre por encima de la superficie del líquido, con excepción de aquellos gases (por ejemplo $\text{CO}_2 + \text{NH}_3$) que reaccionan con el condensado. En un condensador las gotas de condensado son lavadas continuamente con vapor, liberando **CO_2 y permitiéndoles fluir** hacia la sección de eliminación de aire a baja presión donde es descargado **a la atmósfera por** el equipo eliminador de aire. Para mejorar la eliminación de O_2 del condensado, generalmente se agrega hidracina. El amoniaco es eliminado en el ciclo y es removido con los gases no condensables o es condensado y retenido en el condensado, dependiendo del diseño del Condensador. Si el amoniaco

está concentrado como líquido, puede ser muy corrosivo para ciertos materiales con aleación de cobre.

Los condensadores se fabrican en tres tipos: De contacto directo, enfriados por aire y de superficie.

1. Condensadores de contacto directo: se utilizan en caso de requerir una baja inversión inicial y cuando la recuperación del condensado no es un factor importante.

Son relativamente simples de construir y operar, están limitados a capacidades menores de 114 000 Kg/hr de vapor y se construyen en tres tipos:

a. **Barométricos:** el vapor y el agua fluyen a contraflujo quedando en la parte inferior el condensado y en la parte superior el aire y los no condensables. Este tipo de condensador usualmente se instala al aire libre y requiere de un tubo de agua de por lo menos 10 metros de altura para mantener el vacío a la salida de la Turbina a Vapor.

b. **De bajo nivel:** sustituye el tubo de agua de Condensador Barométrico por una bomba para eliminar el agua del espacio con vacío.

c. **Tipo Jet:** utiliza el efecto de aspiración de un eyector para eliminar los no condensables.

En estos tipos de Condensadores, la mezcla del agua de enfriamiento y el vapor impide la recuperación del condensado puro. Se requieren grandes cantidades de agua de reposición y no se pueden obtener vacíos equivalentes a aquellos de los Condensadores de Superficie.

2. Condensadores enfriados por aire: Se utilizan en lugares donde no hay suministro adecuado de agua y para minimizar el número de partes del equipo. Es apropiado para Plantas Móviles o construidas en módulos para operar en lugares aislados. El vapor se condensa dentro de los tubos (horizontales o verticales), el aire de enfriamiento fluye por la superficie exterior aleteada y el flujo de aire se controla mediante persianas. Generalmente se usa aluminio como material para los tubos, aletas, estructuras y persianas con la finalidad de disminuir el peso.

3. Condensadores de Superficie: este tipo de condensador es el adecuado para todo tipo de instalación debido a que cumple perfectamente con las tres funciones que deben realizar los condensadores. Generalmente se fabrican con la configuración de haz de tubos. En instalaciones pequeñas, generalmente son cilíndricos, mientras que en instalaciones grandes son rectangulares a fin de lograr una mejor utilización del espacio. Está acoplado a la salida de baja presión de la Turbina a Vapor. Pueden instalarse en la parte inferior de la Turbina a Vapor o al lado en caso de turbinas con escape axial. Por lo general, utilizan tubos de calibre 18 BWG de metal Admiralty para agua fresca y tubos de Cobre-Niquel 90-10 calibre 20 BWG para agua de mar. En instalaciones cuyos costos de paradas son especialmente elevados, es recomendable utilizar tubos de titanio para aumentar la confiabilidad del sistema. La elección

del material depende en última instancia de la evaluación económica que se realice. Deben estar provistos de algún sistema de limpieza de la superficie interior de los tubos: manual mediante cepillos de alambre o tapones de jebe, o automática mediante bolas abrasivas o cepillos que son recirculados a través del condensador. La unión de los tubos con las placas de soporte puede ser rolada o soldada, dependiendo, de la confiabilidad del sistema.

Calculo de Condensadores de Superficie:

Se determina la superficie del condensador y el agua el enfriamiento requeridas. Los criterios de diseño se indican a continuación:

•Factor de ensuciamiento (C_e):

Incluye efecto de sedimentación, formación de escamas, corrosión crecimiento de microorganismos. Para efectos de estimados se utiliza un valor estándar de 0.85. Puede variar de 0.75 a 0.90.

•Velocidad de flujo (V):

Esta referida al agua de enfriamiento. Los valores recomendados están orientados a minimizar la erosión de los tubos por las partículas de sólidos contenidas en el agua de enfriamiento.

- Para agua limpia $V = 7 - 8$ pie/s
- Para agua de mar $V = 6$ pie/s
- Para tubos de bronce-aluminio $V = 6.7$ pie/s
- Para tubos de latón del almirantazgo $V = 7$ pie/s
- Para tubos de acero inoxidable $V = 8$ pie/s

•Delta de temperatura (δt)

Se determina en función del número de pasos del agua de enfriamiento en el condensador.

•Para un paso

$$\delta t = 10^{\circ}\text{F}$$

•Para dos pasos

$$\delta t = 15^{\circ}\text{F}$$

•Dif.de temperatura terminal mínima

$$\delta t = 5^{\circ}\text{F}$$

•Superficie estimada (A_{est})

En función del flujo de vapor que se condensará. Para instalaciones de hasta 100MW.

•Para un paso

$$A_{est} = \frac{mv}{10}$$

•Para dos pasos

$$A_{est} = \frac{mv}{7.5}$$

donde:

A_{est} : superficie estimada del condensador, pie²

mv : flujo de vapor, lb/hr

•Flujo de agua de enfriamiento (G)

•Para un paso

$$G = 2 \times A_{est}$$

•Para dos pasos

$$G = A_{est}$$

donde:

G : flujo de agua de enfriamiento, gal/min

A_{est} : área estimada, pie²

•Proporciones del condensador

Se determinan en función de la superficie y el diámetro de los tubos. Ver tabla 16.

•Ecuaciones utilizadas:

$$Q = U \cdot A \cdot \delta t \quad (1)$$

$$Q = 500 \cdot G \cdot C_p \cdot (t_o - t_i) \quad (2)$$

$$R = \frac{mv \cdot \delta h}{500 \cdot G} \quad (3)$$

$$A = \frac{G \cdot k \cdot L}{v} \quad (4)$$

$$k = \frac{0.107 \cdot DE}{(DE - 2 \cdot t)^2} \quad (5)$$

$$\epsilon = \frac{t_o - t_i}{t_v - t_i} \quad (6)$$

$$\epsilon = 1 - e^{-R/\delta t} \quad (7)$$

$$\frac{R}{\delta t} = \frac{k \cdot L \cdot U_o \cdot C_t \cdot C_c \cdot C_m}{500 \cdot v} \quad (8)$$

donde:

A :superficie del condensador, pie²

C_c :factor de ensuciamiento

C₁ :constante de transferencia de calor

Para tubos 5/8 y 3/4" C₁ = 267

7/8 y 1" C₁ = 263

1-1/8" y 1-1/4" C₁ = 259

C_m :factor de material y calibre del tubo

C_t :factor de corrección por temperatura

C_p :calor específico del agua de enfriamiento,

BTU/lb-°F

DE :diámetro exterior del tubo, pulg

G :flujo de agua de enfriamiento, gal/min

k :factor de diámetro y calibre del tubo

L :recorrido del agua de enfriamiento, pie

mv :flujo de condensado, lb/hr

Q :calor transferido, BTU/hr

R :aumento de temperatura (t_o-t_i), °F

t :espesor del tubo, pulg

t_i	: temperatura de entrada del agua, °F
t_o	: temperatura de salida del agua, °F
t_v	: temperatura de saturación del condensado, °F
U	: coeficiente global de transferencia de calor, BTU/pie ² -hr-°F
V	: velocidad del agua de enfriamiento, pie/s
δh	: calor eliminado del vapor, BTU/hr
δt	: dif. media logarítmica de temperatura, °F
ϵ	: efectividad del condensador.

■Ejemplo de Cálculo:

1.Datos:

Turbina de Vapor15,600 KW	
Condensado67,000 Kg/hr	147,400lb/hr
Entalpía entrada(h27)	..2269.9 KJ/Kg	975.9 BTU/lb
Entalpía salida(h26)	...191.8 KJ/Kg	82.5 BTU/lb
Presión0.1 bar	2.97 pulg Hg
Temp.de saturación45.83°C	114.59°F
Tipo de condensadorDe superficie, dos pasos	
Agua enfriamientoAgua de mar	
Temperatura27°C	80°F
Velocidad1.83 m/s	6.0 pie/s
Diámetro tubos ϕ 7/8" - 20 BWG	
Material tubosCobre - Niquel 90-10	

2.Calor eliminado (δh)

$$\delta h = h_{27} - h_{26}$$

$$\delta h = 975.9 - 82.5 = 893.4 \text{ BTU/lb}$$

3.Area estimada (A_{est})

$$A_{est} = \frac{147,400}{7.5} = 19,563 \text{ pie}^2$$

4. Longitud efectiva estimada. Ver tabla 16

$$\text{Con } A_{\text{est}} = 19,563 \text{ pie}^2 \text{ y DE} = 7/8''$$

$$L_{\text{est}} = 16, 18, 20, 22.$$

Se elige $L_{\text{est}} = 20$ pie

5. Factor de material. Ver tabla 18

Con tubo de Cu-NI-90-10 y 20BWG

$$C_m = 0.94$$

6. Factor k. Ver tabla 15 para espesores de tubos

$$k = \frac{0.107 \times 0.875}{(0.875 - 2 \times 0.035)^2} = 0.144$$

7. Diferencia de temperaturas

$$t_v - t_i = 114.5 - 80 = 34.5^\circ\text{F}$$

8. Factor de transferencia de calor

$$\text{Con DE } 7/8'' \text{ } C_1 = 263$$

9. Factor de corrección por temperatura. Ver tabla 17

$$\text{Con } t_i = 80^\circ\text{F}, C_t = 1.045$$

10. Factor de ensuciamiento.

$$\text{Se asume } C_e = 0.85$$

11. Relación $R/\delta t$

$$\frac{R}{\delta t} = \frac{0.144 \times 20 \times 2 \times 263 \times 1.045 \times 0.85 \times 0.94}{500 \times 6} = 1.033$$

12. Efectividad

$$\epsilon = 1 - e^{-1.033} = 0.644$$

13. Aumento de temperatura

$$\delta t = t_o - t_i = \epsilon \cdot (t_v - t_i)$$

$$\delta t = 0.644 \times 34.5 = 22.2$$

$$R = \left[\frac{R}{\delta t} \right] \cdot \delta t = 1.033 \times 22.2 = 22.9^\circ\text{F}$$

14. Flujo de agua de enfriamiento

$$G = \frac{147,400 \times 893.4}{500 \times 22.9} = 11,500 \text{ gal/min} < > 2,612 \text{ ton/hr}$$

15. Superficie

$$A = \frac{11,500 \times 0.124 \times 20 \times 2}{6} = 11,040 \text{ pie}^2 < > 1,026 \text{ m}^2$$

De manera similar para el caso de 1x16MW, se tiene:

$$G = 1,930 \text{ gal/min} < > 1,350 \text{ ton/hr}$$

$$A = 3,920 \text{ pie}^2 < > 365 \text{ m}^2$$

$$L = 16 \text{ pie}$$

$$\varnothing 3/4 - 20 \text{ BWG} - \text{Cu-Ni-90-10}$$

5.6. Calentadores de Agua de Alimentación

Cuando se utiliza calentamiento regenerativo del agua de alimentación, el mayor incremento de rendimiento relativo se obtiene utilizando un solo calentador. Conforme se incrementa el número de calentadores, el aumento de rendimiento relativo es cada vez menor. Por este motivo, y con la finalidad de contar con una instalación simple, se utilizará un solo calentador de agua de alimentación. Este calentador será del tipo Mezclador.

5.7. Generador Eléctrico

Los Generadores de corriente alterna generalmente tienen el devanado estacionario y el campo giratorio. Hay dos tipos de construcción de campos: de polos salientes y de polos no salientes.

El tipo de polos salientes se utiliza en Generadores de baja y media velocidades (hasta 450 rpm). En Generadores accionados por motores alternativos modernos turbinas (720 - 3600 rpm) es necesario utilizar el tipo de polos no salientes por la dificultad de obtener suficiente resistencia mecánica.

Antiguamente se utilizaban excitatrices con escobillas y usualmente accionadas por fajas. En la actualidad se utilizan excitatrices del tipo sin escobillas con el rotor directamente acoplado al eje del generador. El voltaje de excitación es normalmente 125 - 250 voltios.

Los voltajes estándares de generación son 550, 1100, 2200, 6600, 13200 y 20000 voltios. En máquinas de potencias medianas y grandes se prefiere una tensión de 13200 V.

Las frecuencias de generación son generalmente de 50 o 60 Hz, en el Perú la frecuencia estándar es de 60 Hz.

5.8. Especificaciones de los principales componentes de la Planta a Vapor

1. Turbina a Vapor:

-Tipo: Condensación. Cilindro Simple. Una extracción para calentamiento regenerativo del agua de alimentación.

-Capacidad: 16000 KW.

-Vapor de entrada : Sobrecalentado. 30 bar. 350°C. 79 ton/hr.

- Extracción de vapor : Presión 5 bar, 164°C, 12 ton/hr
- Condensado : Salida vertical. Presión 0.1 bar, 46°C, 67 ton/hr
- Velocidad : 3600 rpm
- Carcasa : partida en mitad superior e inferior, de acero fundido
- Rotor : forjado, de acero Cr-Mo .
- Alabes : acero inoxidable al .12% de Cr. Alabes estacionarios instalados en diafragmas divididos en dos mitades (inferior y superior), provistos de sellos de laberinto.
- Entrada de vapor : distribuidor de montaje lateral con válvulas de control individuales.
- Válvula de parada : Parada de cierre rápido mediante resorte
- Extracción : tipo difusor no regulada
- Sellos : tipo laberinto radiales, con regulador automático de vapor.
- Lubricación : común para la Turbina y el Generador. Bomba de Lubricación principal accionada por el eje de la Turbina. Bomba auxiliar accionada por motor de corriente alterna. Bomba de emergencia accionada por motor de corriente continua. Enfriamiento de lubricante por aire.
- Dispositivo virador : sistema principal accionado por motor de corriente alterna, sistema secundario accionado por motor de corriente continua, y sistema manual de emergencia.

- Cojinetes : recubiertos con metal blanco, lubricación forzada. Cojinetes de apoyo autoalineantes, partidos en mitad inferior y superior. Cojinete de empuje del tipo de segmentos.
- Acoplamiento con el generador directo, tipo flexible
- Sistema de aire de ventilación y aire acondicionado para la sala de control.
- Sistema de control de velocidad y carga electrohidráulico.
- Sistema manual de parada de emergencia

2. Caldero de Vapor

- Tipo : Recuperador de calor de gases de escape de las Turbinas a Gas. Presión simple. Circulación natural. Flujo de gases horizontal.
- Capacidad : 80 ton/hr.
- Presión de diseño : 45 bar.
- Presión de trabajo: 30 bar.
- Vapor : Sobrecalentado. 30 bar. 350°C.
- Etapas : Cuatro: Sobrecalentador, Evaporador, Economizador y Desaerador.
- Dimensiones : Sección recta: 54.6m². Lado interior: 7.39m. Largo mínimo total :4.80m.
- Gases : 820,000 ton/hr. Flujo horizontal. Entrada a 430°C. Salida a 200°C.
- Tubos aleteados : Diámetro 50.8mm (2"), disposición alternada. Paso longitudinal: 152mm (6"). Paso transversal: 152mm (6"). Aletas circulares.

- Aletas : Altura: 25.4mm (1"). Espesor: 1.27mm(0.050"). Paso: 5.08mm (0.200").
- Sobrecalentador : Temperatura de gases, entrada: 430°C. Temperatura de gases, salida: 406°C. 42 tubos/hilera, 4 hileras. Area de transferencia: 2,700 m². Largo de la etapa: 0.56m. Pérdida de presión máxima: 19.4 mm H₂O (0.765 pulg H₂O).
- Evaporador : Temperatura de gases, entrada: 406°C. Temperatura de gases, salida: 254°C. 42 tubos/hilera, 22 hileras. Area de transferencia: 16,840 m². Largo de la etapa: 3.30m. Pérdida de presión máxima: 91.9 mm H₂O (3.617 pulg H₂O).
- Economizador : Temperatura de gases, entrada: 254°C. Temperatura de gases, salida: 231°C. 42 tubos/hilera, 5 hileras. Area de transferencia: 4,400 m². Largo de la etapa: 0.71m. Pérdida de presión máxima: 17.6 mm H₂O (0.693 pulg H₂O).
- Desaerador : Temperatura de gases, entrada: 231°C. Temperatura de gases, salida: 193°C. 42 tubos/hilera, 2 hileras. Area de transferencia: 1,020 m². Largo de la etapa: 0.25m. Pérdida de presión máxima: 6.6 mm H₂O (0.259 pulg H₂O).
- Material de tubos : Acero ASTM A155 CM70

3. Generador

- Tipo : Síncrono
- Potencia : 20 MVA
- Tensión de generación: 13200 V

- Factor de Potencia : 0.80
- Fases : 3
- Frecuencia : 60 Hz
- Velocidad : 3600 rpm
- Reactancia subtransitoria : mayor o igual a 0.16 pu
- Reactancia transitoria : mayor o igual a 0.25 pu
- Conexión : estrella con neutro a tierra conectado a través de un transformador de 13.2/0.23 KV.
- Aislamiento : tipo F tropicalizado. (Clase 135°C).
- Ventilación : abierto con filtros autolimpiantes.
- Excitación : sin escobillas, con regulador automático de tensión.
- Regulación de tensión : rango $\pm 5\%$, estable tanto sin carga como a plena carga.
- Detectores de temperatura embebidos en el devanado.
- Protección contra sobretensiones para los bobinados del generador mediante capacitores y pararrayos para cada fase.
- Protección contra sobrecorrientes.
- Protección contra corriente inversa.
- Sistema de sincronización automática con las barras principales de la Central Eléctrica Malacas.

4. Condensador:

- Tipo : Superficie, de haz de tubos, dos pasos. Ubicado en la parte inferior de la turbina.
- Presión de trabajo : 0.1 bar
- Temperatura de trabajo : 46°C

- Capacidad : 70 ton/hr
- Dimensiones : Superficie efectiva estimada: 1020 m².
Longitud efectiva estimada: 6.10m
- Agua de enfriamiento : 2,600 ton/hr. Agua de mar.
- Tubos : Soldados a la placa soporte. Diámetro: $\varnothing 7/8"$.
Longitud efectiva estimada 6.10m (20 pie) Calibre 20
BWG. Aleación Cu-Ni 90-10.
- Sistema de limpieza automática de tubos.

5.9. Operación de la Planta de Ciclo Combinado

En el punto 4.2. Se determinan dos alternativas para la integración del Ciclo Combinado:

- Alternativa 1: integración en dos etapas, con incremento de potencia de 8Mw en cada etapa.
- Alternativa 2: integración en una sola etapa con un incremento de potencia de 16MW.

Para la operación del Sistema debe tenerse en cuenta los siguientes aspectos:

1. La Central Eléctrica Malacas servirá como base. Es recomendable que la potencia generada con vapor sea 50% de la potencia generada con gas. Esto permite obtener el máximo rendimiento del Ciclo Combinado sin Combustión Adicional (ver apartado 5.1).
2. Es conveniente que la Central Eléctrica Talara continúe operando con una carga mínima, suficiente para permitir un suministro de energía continuo aún en casos de falla de la línea de transmisión Malacas-Talara. Esto

incrementa la confiabilidad del Sistema sin afectar significativamente su eficiencia total.

3. La Central Eléctrica Verdún servirá para regular las variaciones de carga menores. Además, debido al estado actual de la terna de enlace Malacas-Verdún, es necesario que opere esta Central para evitar una caída de voltaje mayor que la permisible. Por supuesto, esta situación se obviaría instalando una nueva terna diseñada adecuadamente para las nuevas condiciones de operación.

En los cuadros 17, 18, 19 y 20 se encuentra la distribución de cargas con que se operaría si el Proyecto se realiza según la alternativa 1. En los cuadros 21, 22, 23 y 24 se encuentra la distribución de cargas del otro caso.

Las características de la Alternativa 1 se indican a continuación:

1. Durante el período 1992-1994, la participación de las Centrales es como sigue:

Malacas-Gas	63 - 70%
Malacas-Vapor	16 - 17%
Talara	3 - 8%
Verdún	10 - 13%

2. En ambas etapas se utiliza toda la potencia de vapor disponible

3. A partir del año 1995, la distribución de cargas es igual para ambas alternativas:

Malacas-Gas	58 - 60%
Malacas-Vapor	29 - 30%
Talara	3 - 4%
Verdún	- 9%

4. Durante el período 1992-1994, la capacidad de generación de reserva está más ajustada a la máxima demanda.

5. La existencia de dos Recuperadores y dos Turbinas a Vapor tiene la ventaja que permite escalonar las paradas para mantenimiento. Por otro lado, por ser mayor el número de equipos, es menos confiable y más compleja su operación y su mantenimiento.

Las características de la Alternativa 2 se indican a continuación:

1. Durante el período 1992-1994, la participación de las Centrales es como sigue:

Malacas-Gas	60%
Malacas Vapor	30%
Talara	3%
Verdún	7%

2. También se utiliza toda la potencia de vapor disponible, con la diferencia que durante el período 1992-1994 la participación es mayor en esta alternativa que en la anterior.

3. A partir del año 1995, la distribución de cargas es igual para ambas alternativas. Ver alternativa anterior.

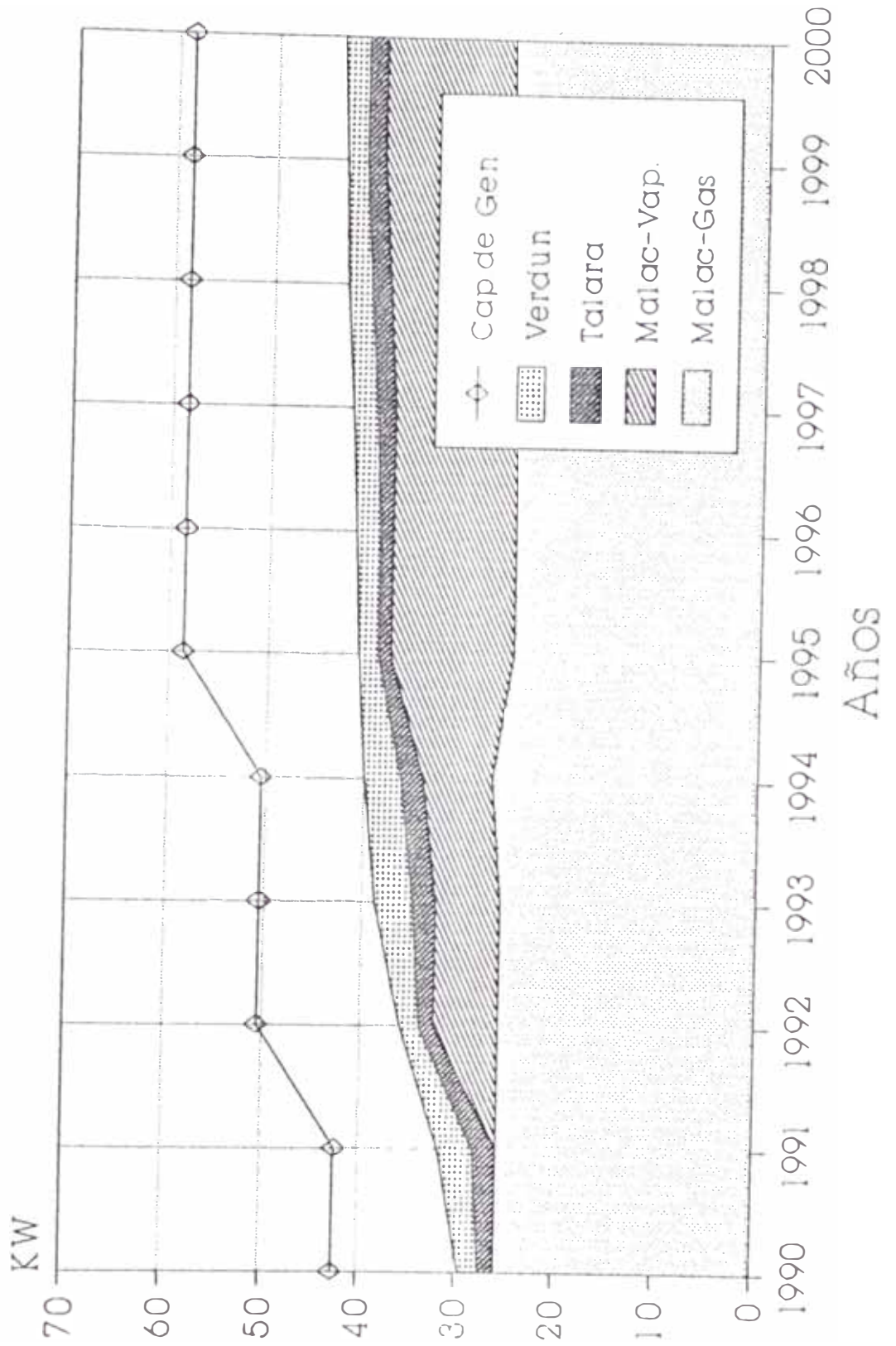
4. Durante el período 1992-1994, se tiene una reserva considerable, permitiendo que la participación de las centrales Talara y Verdún sea menor

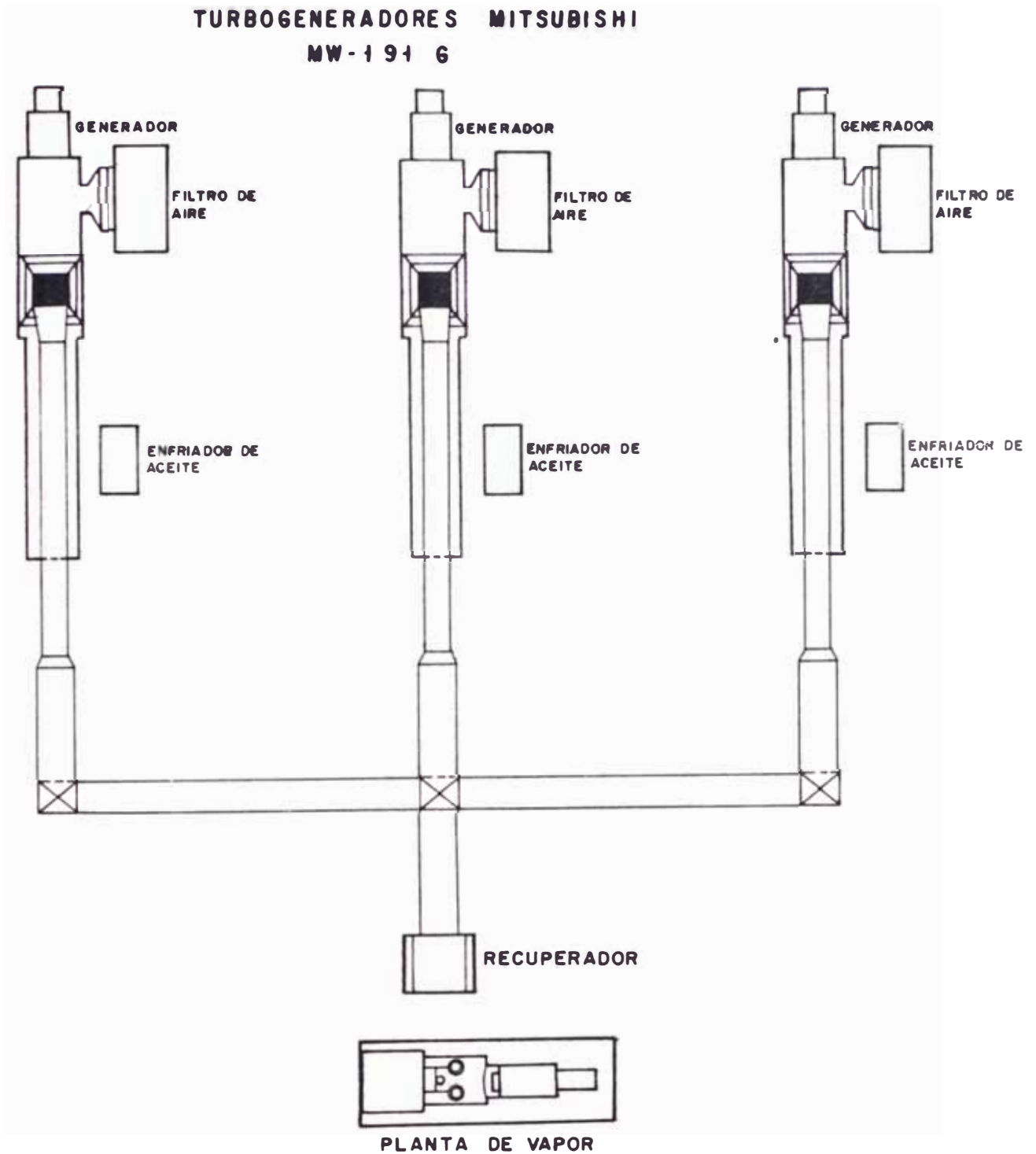
5. La existencia de un Recuperador y una Turbina a Vapor no permite escalonar las paradas para mantenimiento. Pero, a su vez, por ser menor el número de equipos, es más confiable y más sencilla su operación y su mantenimiento.

Por todo lo anteriormente mencionado se puede determinar que operativamente la segunda alternativa es más conveniente, resaltando los siguiente:

1. Permite operar más eficientemente desde el inicio porque la participación de la potencia generada partir del vapor es mayor.
2. Mayor facilidad de operación y mantenimiento.
3. Mayor confiabilidad de los equipos.

Figura 17 . C.E. Malacas
 Operac.de la Planta del Ciclo Combinado
 en Mínima Demanda. Alternativa 1

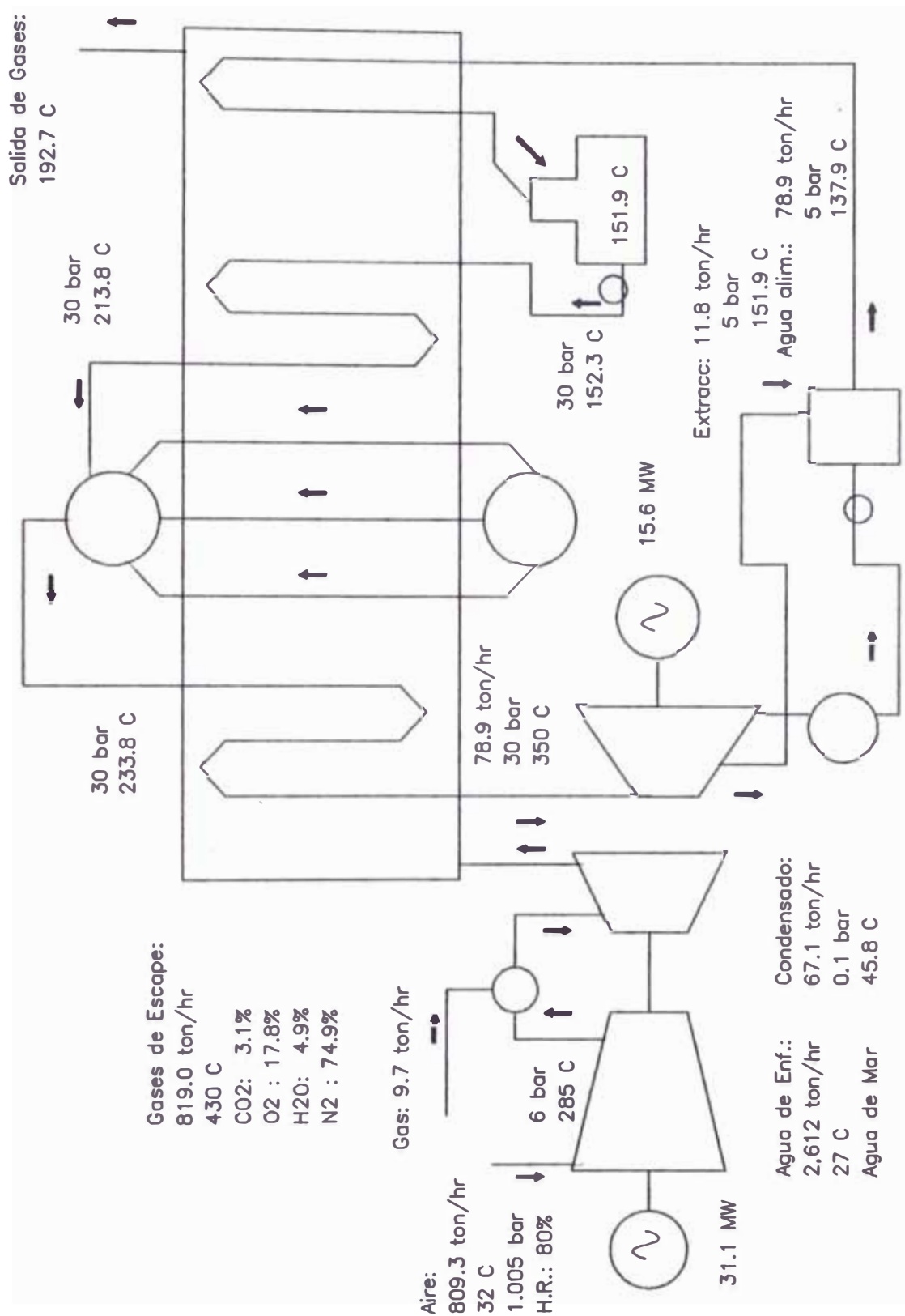




DISPOSICION DE PLANTA CON CICLO COMBINADO

Figura N° 25

Figura 26. C.E.Malacas.Balance del Ciclo Combinado



CAPITULO VI

EVALUACION ECONOMICA

6.1. Bases para la Evaluación Económica

La Evaluación Económica de un proyecto consiste en determinar la rentabilidad de la inversión requerida para la ejecución del proyecto. En esta evaluación no se consideran los aspectos financieros del proyecto (pago de amortizaciones e intereses generados por la deuda).

El análisis del flujo de fondos del proyecto se efectuará según los criterios del Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Tiempo de Recuperación de la Inversión (TRI). El flujo de fondos (ingresos y egresos) se estima con el criterio de la Actividad Incremental, es decir la diferencia que la puesta en marcha del proyecto ocasionará en los ingresos y egresos de fondos que actualmente se generan.

Debido a los problemas generados por la incertidumbre en el estimado la inflación y la devaluación de la moneda nacional, los flujos de fondos se calcularán en dólares corrientes.

En el flujo de fondos de un proyecto se tienen dos elementos principales:

1. Inversión neta inicial. Incluye todos los ingresos y egresos realizados antes que el proyecto inicie sus operaciones. Los ingresos y egresos considerados son:

- Costo de los equipos adquiridos incluyendo derechos de importación.
- Costo de instalación de los equipo.

2. Flujo de fondos durante la operación. Incluye todos los ingresos y egresos incrementales generados por la inversión neta inicial durante toda la vida útil del proyecto.

a. Ingresos. Se consideran todas las entradas de efectivo provenientes de la venta de los bienes o servicios generados por el proyecto y los ahorros que ocasiona el mismo.

b. Egresos. Comprenden todos los costos y gastos incrementales que se tendrán durante la operación del proyecto costo de operación, costo de mantenimiento, depreciación, impuesto la renta. La depreciación no es una salida real de efectivo, se deduce para efectos del cálculo de los impuestos.

En esta evaluación el Flujo de Fondos se calcula mediante las siguientes relaciones:

a. Monto Imponible (MI)

$$MI = A - GO - GM - D$$

donde:

A : Ahorro que genera el proyecto

GO : Gastos Operativos que ocasiona el proyecto

GM : Gastos de Mantenimiento que ocasiona el proyecto

D : Depreciación del equipo

b. Impuesto a la Renta (IMP)

$$\text{IMP} = \text{TASA} \times \text{MI}$$

donde:

TASA : Tasa de Impuesto a la Renta

c. Flujo de Fondos (FF)

$$\text{FF} = \text{A} - \text{GD} - \text{GM} - \text{IMP}$$

VALOR ACTUAL NETO (VAN). El Valor Actual Neto de un proyecto es la suma de los ingresos y gastos (inversión, gastos operativos y ahorros generados) actualizados. Se calcula mediante la siguiente relación:

$$\text{VAN} = -I_0 + \sum_{p=1}^n \frac{\text{FF}_p}{(1+i)^p}$$

donde:

I_0 : Inversión Neta Inicial.

FF_p : Flujo de Fondos (ingresos y egresos durante la operación.

i : tasa de actualización.

n : número de años de vida útil del proyecto.

Para decidir si se realiza o no un proyecto, el VAN debe ser positivo. Si se trata de comparar varios proyectos, se elige el que tenga VAN más elevado.

En la relación anterior se aprecia que el VAN depende directamente del monto de la inversión inicial, por este motivo, si se desea comparar proyectos con inversiones diferentes, se utiliza el criterio de la relación Beneficio/Costo. Esta relación se calcula mediante:

$$\text{BENEFICIO-COSTO} = \frac{\text{VAN} + I_0}{I_0}$$

TASA INTERNA DE RETORNO (TIR). El valor actual neto del flujo de fondos es un función inversa de la tasa de actualización. La tasa a la cual el VAN de un proyecto es igual a cero se define como la Tasa Interna de Retorno. Es decir es la tasa de actualización que se pagaría a los capitales invertidos en el proyecto sin que la operación sea negativa. La TIR debe ser mayor que la tasa de actualización con que se calcula el VAN. Cuando se trata de elegir entre diferentes proyectos con TIR mayores que la tasa de actualización, se debe escoger aquel que tenga mayor VAN.

TIEMPO DE RECUPERACION DE LA INVERSION (TRI). Es el número de años al cabo de los cuales se logra recuperar la inversión inicial y pagar al capital la tasa correspondiente a la tasa de actualización. Se preferirán los proyectos con menor TRI.

En resumen las bases para elegir un proyecto son:

- Que el TIR del proyecto sea superior a la tasa de actualización utilizada.
- Que el VAN o la relación BENEFICIO/COSTO a esta tasa sean lo más alto posible.
- Que el TRI sea el menor posible.

Para el análisis económico se ha tomado en cuenta lo siguiente:

1. Depreciación lineal de la inversión : 10 años

6.2. Alternativa 1: Dos Recuperadores de Calor de 40 ton hr cada uno, in combustión adicional.

Esta alternativa se instalará en dos etapas: La primera etapa entrará en operación en 1992 y la segunda, en 1995. La inversión de la primera etapa se realizará en 1991 la inversión de la segunda etapa en 1994. Cada etapa involucra lo siguiente:

1. El equipo operará 7500 hr/año.

2. Adquisición del siguiente equipo:

- Un Generador de Vapor por Recuperación de Calor (GVRC) de calor de 40 ton/hr. Vapor producido: 30 bar, 350°C. Costo estimado en 3,000 MUS\$.
- Un Grupo Turbina a Vapor y Generador de 8MW c/u. Costo estimado en 1,900 MUS\$.
- Equipos auxiliares para la operación del GVRC, la turbina a vapor y distribución de la energía eléctrica generada. Costo estimado en 1,500 MUS\$.

3. El equipo requerirá los siguientes suministros

- Agua de reposición para el GVRC, estimado en 10% de total de vapor generado: 4.0 ton/hr. Costo unitario: 2.99 US\$/ton. Costo estimado: $4.0 \text{ ton/hr} \times 7,500 \text{ hr/año} \times 0.00299 \text{ MUS\$/ton} = 90 \text{ MUS\$/año}$.
- Agua de enfriamiento, estimado en 1,350 ton/hr. Costo unitario: 1.50 US\$/ton. Costo estimado: $1,350 \text{ ton/hr} \times 7500 \text{ hr/año} \times 10^{-3} \text{ MUS\$/ton} = 150 \text{ MUS\$/año}$.

4. Los costos de mantenimiento adicionales serán:

- Turbina a vapor y auxiliares: 150 MUS\$/año.
- GVRC y líneas de vapor : 75 MUS\$/año.

5. Para la operación del equipo serán necesarios un nuevo operario por cada turno de 8 horas. Costo estimado: 60 MUS\$/año.

6. El costo de la venta de energía eléctrica es de 0.07US\$/KW-hr. El ahorro generado será: $3,000\text{KW} \times 7,500\text{ hr/año} \times 0.00007\text{ MUS\$} = 4,200\text{ MUS\$/año}$

RESUMEN (Los montos en miles de US\$)

1. Inversión (Por cada etapa)

a. Recuperador de calor	3,000
b. Turbogenerador a vapor	1,900
c. Equipos auxiliares	1,500
d. Instalación de equipos	2,500
Total	8,900

2. Operación

a. Agua de reposición para calderos	90
b. Agua de enfriamiento	150
c. Operarios	60
d. Otros servicios (10%)	30
Total	330

3. Mantenimiento

a. Turbina a vapor y auxiliares	150
b. Recuperador y auxiliares	50
Total	200

4. Ahorro

a. Venta de energía eléctrica	4,200
Total	4,200

Los resultados del análisis de flujo de fondos se aprecian en el cuadro N° 40.

6.3. Alternativa 2: Un Recuperador de Calor de 80 ton/hr. sin combustión adicional.

De manera similar a la anterior, esta alternativa involucra lo siguiente:

1. El equipo operará 7,500 hr/año.

2. Adquisición del siguiente equipo:

- Generador de Vapor por Recuperación de Calor (GVRC) de calor de 80 ton/hr. Vapor producido: 30 bar, 350°C. Costo estimado en 5,500 MUS\$.
- Grupo turbina a vapor y generador de 16MW. Costo estimado en 3,500 MUS\$.
- Equipos auxiliares para la operación del GVRC, la turbina a vapor y distribución de la energía eléctrica generada. Costo estimado en 3,000 MUS\$.

3. El equipo requerirá los siguientes suministros

- Agua de reposición para el GVRC, estimado en 10% de total de vapor generado: 8 ton/hr. Costo unitario: 2.99 US\$/ton. Costo estimado: 8ton/hr x 7,500hr/año x 0.00299MUS\$/ton = 180 MUS\$/año.
- Agua de enfriamiento, estimado en 2,600 ton/hr. Costo unitario: 1.50 US\$/ton. Costo estimado: 2,600 ton/hr x 7500 hr/año x 10⁻⁵ MUS\$/ton = 290 MUS\$/año.

4. Los costos de mantenimiento adicionales serán:

- Turbina a vapor y auxiliares: 300 MUS\$/año.
- GVRC y líneas de vapor : 100 MUS\$/año.

5. Para la operación del nuevo equipo serán necesarios dos nuevos operarios por cada turno de 8 horas. Costo estimado: 120 MUS\$/año.

6. El costo de la venta de energía eléctrica es de 0.07US\$/KW-hr. El ahorro generado será: $16,000\text{KW} \times 7,500\text{ hr/año} \times 0.00007\text{ MUS\$} = 8,400\text{ MUS\$/año}$.

RESUMEN

	Monto miles US\$
1. Inversión	
a. Recuperador de calor	5,500
b. Turbogenerador a vapor	3,500
c. Equipos auxiliares	3,000
d. Instalación de equipos	5,000
Total	17,000
2. Operación	
a. Agua de reposición para calderos	180
b. Agua de enfriamiento	290
c. Operarios	120
d. Otros servicios (10%)	60
Total	650
3. Mantenimiento	
a. Turbina a vapor y auxiliares	300
b. Recuperador y auxiliares	100
Total	400
4. Ahorro	
a. Venta de energía eléctrica	8,400
Total	8,400

Los resultados del análisis de flujo de fondos se aprecian en el cuadro N° 41.

6.4. Análisis de resultados

1. Caso 1.

Tiene un VAN de MUS\$6,447 y una Tasa Interna de Retorno de 26.65%

La inversión se recupera durante el sétimo año:

$$\frac{575}{2008} \times 12 = 3 \text{ meses}$$

Esto significa que la inversión se recupera en 7 años 3 meses

2. Caso 2.

Tiene un VAN de MUS\$9,963 y una Tasa Interna de Retorno de 29.16%

La inversión se recupera durante el quinto año:

$$\frac{1662}{2671} \times 12 = 7 \text{ meses}$$

Esto significa que la inversión se recupera en 5 años 7 meses.

Por lo tanto, económicamente, la alternativa 2 es más conveniente por tener mayor Valor Actual Neto, mayor Tasa Interna de Retorno y menor Tiempo de Recuperación de la Inversión.

CONCLUSIONES

1. Las condiciones actuales de **operación de** la Central Eléctrica Malacas **no son** las más convenientes, el consumo específico de calor en el **mejor de los casos** es del orden **de 15.000** KJ/Kw-hr (Figura N° 9). Los estándares actuales **se encuentran en aproximadamente 11,500 - 12,000** KJ/Kw-hr para turbina de gas, sin Ciclo Combinado y en 8,500 - 9,500 KJ/Kw-hr para instalaciones de Ciclo Combinado.

2. Las características de la instalación actual permiten la Integración de un Ciclo Combinado con las siguientes características:

-Potencia a Gas: 32 MW con dos Turbinas a Gas con 16 MW como máximo.

-Potencia a Vapor: 16 MW.

-Producción de Vapor: 80 ton/hr de vapor sobrecalentado a 30 bar y 350°C.

-El flujo de los gases de escape de la Turbina a Gas es **de aproximadamente 800** ton/hr, ingresan al Recuperador con una temperatura de 430°C **y salen a unos 193°C.**

3. El Ciclo **Combinado operará** con una potencia mínima de las Turbinas de Gas de 26 MW (siempre con dos Turbinas

a Gas, cada una con 13 MW). Los gases de escape ingresan al Recuperador a 400°C (el mínimo recomendado para este Ciclo) y salen a unos 203°C.

4. Debido a la falta de disponibilidad de gas combustible en la zona del Noroeste, es más conveniente emplear el Ciclo Combinado sin Combustión Adicional. Sin embargo, es posible utilizar Combustión Adicional para mejorar las características del vapor, balancear la carga de la Turbina a Vapor en caso de falla o baja carga de las Turbinas de Gas. Esto no significa un incremento considerable en el consumo de combustible.

5. Con la Integración del Ciclo Combinado sin Combustión Adicional, el consumo específico de Calor disminuiría a 9,600 KJ/Kw-hr, esto es un 64% del consumo actual (Cuadro N° 35).

6. De acuerdo con la Proyección de la Demanda, es urgente la instalación del Ciclo Combinado. Con esta ampliación de la Capacidad de Generación del Sistema Eléctrico de Petroperú, se puede cubrir la demanda dentro de los próximos quince años, es decir, hasta después del año 2000. Posteriormente será necesario analizar la posibilidad del reemplazo de las unidades generadoras actuales de acuerdo a como vaya evolucionando la demanda.

7. De las dos alternativas planteadas para la instalación del Ciclo Combinado: en una o dos etapas (básicamente instalar uno o dos Recuperadores de Calor), de acuerdo a la Evaluación Económica (Punto 6.4. y Cuadro N° 41), es más conveniente instalar un Caldero de 80 ton/hr sin Combustión Adicional y una Turbina a Vapor de 16 MW. Esta alternativa, con una Inversión inicial en una sola etapa de 17,000 MMUS\$, tiene un VAN de 9,963 MMUS\$, una TIR de 29.16% y un Tiempo de Recuperación de 5 años y 7 meses. La otra alternativa, con una Inversión inicial en dos etapas de 8,900 MMUS\$, con un intervalo de dos años, tiene un VAN de 6,447 MMUS\$, una TIR de 26.65% y un Tiempo de Recuperación de 7 años y 3 meses.

8. Un resumen del Ciclo Combinado propuesto se puede apreciar en la Figura N° 26.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS

1. Andriánova, T. y otros, Problemas de Termodinámica Técnica, trad. por Molina García, Antonio (Moscú: Editorial Mir, 1977).
2. Bellido, A. y Poveda, J.L., Como programar en C Turbo C, (Madrid: RA-MA Editorial, 84-86381-51-7, 1988).
3. Isachenko, V.P., Osipova V.A. y Sukomial A.S., Heat Transfer, trad. por Semyonov, S. (Moscow: Mir Publishers, 1977).
4. Jovaj, M. S. y otros, Motores de Automóvil, trad. por Ludeña Luque, Abelardo (Moscú: Editorial Mir, 1982).
5. Kern, D.Q., Procesos de Transferencia de Calor, trad. por Ambrossi, Nicolás Mauricio (México: Compañía Editorial Continental S.A., 1980).
6. Kirilin, V.A., Sichev, V.V. y Scheindlin A.E., Termodinámica Técnica, trad. por Molina García, Antonio (Moscú: Editorial Mir, Segunda Edición, 1986).
7. Krasnoschiokov, E. A. y Sukomial, A. S., Problemas de Termotransferencia, trad. por Llanos Más, Virgilio (Moscú: Editorial Mir, 1977).
8. Kreith, F., Principios de Transferencia de Calor trad. por Vásquez Dorantes, F. (México: Herrero Hermanos Sucesores S.A., Segunda Edición, 1970).

9. Marks, L.S. y Baumeister, T., Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, (New York: McGraw-Hill Book Company, 0-07-004123-7, Sixth Edition, 1978).
10. Maynard, K., Lenguaje de Programación C, (Lima: Fondo Editorial, Pontificia Universidad Católica del Perú, 84-89292-86-8, 1988).
11. Perry, Robert H. y otros, Libro de Ingeniería Química, (México: Libros McGraw-Hill de México, S.A. de C.V., 968-451-857-9, volúmenes, Quinta Edición, 1986)
12. Rhizkin, V.Ya., Centrales Termoeléctricas, trad por Rodríguez García, Luis (Moscú: Editorial Mir, 2 volúmenes, 1979).
13. Sawyer, J., Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, (EUA : Gas Turbine Publications Inc, Second Edition, 2 vols).
14. Schegliáiev, A.V. y Troyanovski B.M., Turbinas de Vapor, trad por Liminik, E.P. (Moscú: Editorial Mir, 1978).
15. Waite, Mitchell; Prata, Stephen; Martin, Donald, Programación en C, trad. por Otón, José Manuel (Madrid: Ediciones Anaya Multimedia, S.A., 1986).

MANUALES

16. Arellano, Ricardo Manual de Reguladores de Turbinas en la Central Eléctrica Malacas (Talara: Petróleos del Perú S.A., Unidad de Servicios Industriales, 1984).
17. Cabello Yong, Julián y Camacho Benner, Carlos, Turbo-generadores de la C.E. Malacas. Prácticas de Mantenimiento (Talara: Petróleos del Perú S.A., 1984).

18. Vigil, Víctor y Espinoza, Saúl, Operación de Centrales Eléctricas (Malacas) (Talara: Petróleos del Perú S.A. Operaciones en el Noroeste, Centro de Capacitación, 1983).
19. Vigil, Víctor, Operación de la Central Eléctrica Malacas, Sistema de Arranque y Puesta en Línea de las Turbinas (Talara: Petróleos del Perú S.A., Unidad de Servicios Industriales, 1984).
20. Normas para Elaborar y Evaluar Proyectos de Inversión (Talara: Petróleos del Perú S.A. Operaciones en el Noroeste, Centro de Capacitación, 1987).

REVISTAS

21. Subrahmanyam, N.V.R.S.S., Pandian G., Ganapathy, V., "How to size Waste Boilers", Hydrocarbon Processing, 1979, Vol. 58 N° 9, Huston, September 1979, p.261 - 265.
22. "Guide to HRSG Bid Spec Design and Evaluation", Gas Turbine World, 1988 - 1989 Handbook, 1988, Volume 11, Fairfield, 1988, p.4-3 - 4-5.
23. "Pricing and Procurement", Gas Turbine World, 1990 Handbook, 1990, Volume 12, Fairfield, 1990, Section 2.
24. "Performance Specifications", Gas Turbine World, 1990 Handbook, 1990, Volume 12, Fairfield, 1990, Section 4.
25. "Waste Heat Recovery Steam", Gas Turbine World, 1990 Handbook, 1990, Volume 12, Fairfield, 1990, Section 5.