

SISTEMA DE COGENERACIÓN CON TURBINA DE GAS
APLICACIÓN AL CALENTAMIENTO INDIRECTO DE AIRE
PARA EL SECADO DE MALTA

Autor: Prof. Ing. Alberto Fushimi

Tesis presentada para el grado de
MAGISTER EN INGENIERÍA

Departamento Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Plata

Abril de 1999

Director de Tesis:

Prof. Dr. (UNESP) José Luz Silveira

Departamento de Energía, Facultad de Ingeniería de Guaratinguetá (FEG)

Universidad Estatal Paulista (UNESP), Sao Paulo, Brasil.

Co Director de Tesis

Prof. Ing. Pablo José Ringegni

Departamento Aeronáutica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata

Jurados de Tesis:

Prof. Dr. (UBA) Carlos Marschoff

Prof. Dr. (Princeton University) Gautam Dutt.

INDICE GENERAL

Capítulo I: Importancia de la Cogeneración. Contexto en que se inscribe el presente trabajo.

- I.1) Introducción. 1
- I.2) El consumo de recursos, y la generación termoeléctrica convencional
- I.3) La evolución del concepto de crecimiento al del desarrollo sustentable.
 - I.3.1) Incremento de la utilización de recursos renovables y procesos menos contaminantes.
 - I.3.2) Racionalización del consumo de energía de los usos finales.
 - I.3.3) Mejora de la eficiencia de la conversión de los recursos.
 - I.3.4) Investigación y desarrollo actual, y nuevas tecnologías.
- I.4) Objetivos del presente trabajo.

Capítulo II Conceptos básicos de cogeneración.

- II.1) Introducción. 15
- II.2) Cogeneración por topping con turbina de contrapresión
- II.3) Cogeneración por topping con turbina de gas y HRSG.
- II.4) Indicadores cualitativos.
 - II.4.1) Rendimiento térmico
 - II.4.2) Rendimiento eléctrico.
 - II.4.3) Calidad del sistema de cogeneración. Conservación de recursos.
 - II.4.4) Rendimiento FERC.
 - II.4.5) El Rendimiento FI.
 - II.4.5.1) Comportamiento de los rendimientos térmico, FERC, y FI en la evaluación de la calidad del sistema de cogeneración
 - II.4.5.2) Consideraciones del rendimiento FI desde el punto de vista del Segundo Principio de la Termodinámica.
 - II.4.5.3) Valoración diferencial del trabajo mecánico y el calor

Capítulo III: Breve descripción del proceso que se opera en la Planta, y su demanda de energía.

- III.1) Breve descripción del proceso. 39
- III.2) Información necesaria para el estudio
- III.3) Requerimientos energéticos de la Planta.
 - III.3.1) Demanda de energía eléctrica
 - III.3.2) Demanda de calor de la Planta.

- III.3.2.1) El calentador indirecto del aire de secado.
- III.3.2.2) Cuantificación de la demanda de calor.
 - 1) Mediciones de consumo de combustible del CAAE.
 - 2) Medición de parámetros para la verificación del balance entálpico de la transferencia térmica
- III.3.2.3) Conclusiones. Caso 1 secador.
- III.3.2.4) Caso 2 secadores
- III.4) Consideraciones con relación a la generación de frío.

Capítulo IV.: Esquema tradicional de sistema de cogeneración industrial.

- IV. Introducción. Definición del esquema "tradicional" del sistema de cogeneración. 60
- V.1) Selección del esquema conceptual tradicional del presente caso.
- IV.2) Análisis del sistema tradicional
 - IV.2.1) Análisis de la caldera de recuperación (o HRSG).
 - IV.2.2) Análisis del intercambiador vapor/aire.
 - IV.2.2.1) El programa Calvap.
 - IV.2.2.2) Utilización del programa.
- IV.3) Análisis del sistema de cogeneración.
 - 1) Resumen de las corridas del programa Calvap
 - 2) Producción de vapor del HRSG para los turbogrupos seleccionados
 - 3) Análisis del ajuste entre producción del HRSG y la demanda de vapor de la batería. Mecanismos de flexibilización
 - 4) Indicadores cualitativos de los sistemas analizados
- IV.4) Conclusiones

Capítulo V: Esquema para el caso específico

- V.1) Introducción. 107
- V.2) Características del equipo de secado.
- V.3) Análisis del equipo CAAE para una condición operativa
- V.4) Factibilidad técnica de la utilización de este aparato como componente del sistema de cogeneración
- V.5) Análisis cuantitativo del esquema conceptual
 - V.5.1) Proceso de secado típico, caracterizado por los parámetros tabulados en (III.2)

- V.5.2) Circunstancia actual con una línea de secado, y futura con dos líneas, con desfases discretos entre ambos procesos para visualizar tendencias.
- V.5.3) Turbogrupos preseleccionados, abierto para poder analizar otras unidades y estudios comparativos.
- V.5.4) Parámetros del sistema de cogeneración con la integración del equipo CAAE
- V.6) Resultados en términos energéticos e indicadores cualitativos
- V.7) Comentarios.

Capítulo VI. Evaluación económica.

- VI.1) Introducción 143
- VI.2) Programa de análisis económico financiero.
 - VI.2.1) Base de datos del programa
 - VI.2.2) Valores adoptados de inversión
 - VI.2.3) Financiamiento de la inversión
 - VI.2.4) Resultados operativos
 - VI.2.5) Flujo de fondos del Proyecto
 - VI.2.6) Flujo de fondos del capital propio
- VI.3) Utilización del programa. Corridas. Casos base
- VI.4) Resultados de las evaluaciones de pre-factibilidad.
- VI.5) Análisis de los resultados de las evaluaciones.
- VI.6) Análisis de sensibilidades.

Capítulo VII. Comentarios finales y conclusiones

- Comentarios y conclusiones que derivan del trabajo 190
- Nomenclatura 193
- Bibliografía 194

CAPITULO I

Importancia de la Cogeneración. Contexto en el que se inscribe el presente trabajo.

I.1) Introducción

Los vectores energéticos de utilización final se obtienen de los recursos a través de los procesos de conversión. Estos procesos, en especial los convencionales, además de ser poco eficientes, producen efectos indeseables al medio ambiente desde el momento de la prospección de los recursos primarios a procesar hasta su utilización final en las instalaciones necesarias, desde el inicio de su construcción hasta la desactivación de las mismas al finalizar su vida útil.

El progreso de la civilización ha conducido a consumos de energía crecientes, en especial de la energía eléctrica. Paralelamente, las consecuencias negativas de las actividades que contribuyen al abastecimiento de las formas utilizables de la energía (reducción o agotamiento de las reservas de recursos no renovables, contaminación, alteraciones de los ecosistemas, etc.) se han incrementado hasta llegar a niveles cada vez mas preocupantes.

A pesar de los factores subjetivos o específicos que pueden mostrar distorsiones, es innegable la existencia de una correlación directa entre la calidad de vida de los integrantes de una sociedad, y el uso de energía per cápita de la misma. En consecuencia, la pretensión de limitar su desarrollo, constituye una actitud retrógrada, y previsiblemente inviable.

Pero por otro lado, existen limitaciones derivadas de la certeza del agotamiento de los recursos no renovables, y de la aceptabilidad de continuar sumando contaminación al medio ambiente debido a la naturaleza intrínseca de los procesos de conversión de los mencionados recursos.

En este escenario, el Uso Racional de los Recursos Energéticos, o sea la producción del efecto deseado con el mínimo consumo de recursos y afectación del medio ambiente, se impone como un primer concepto cuya necesidad de aplicación resulta imperiosa, y que debería evolucionar aún más en la medida en que los factores mencionados lleguen a una criticidad próxima al límite de lo aceptable, requiriéndose un enorme esfuerzo en el desarrollo de tecnologías de sustitución y otras, si se desean mantener para las futuras generaciones, los estilos de vida que hoy se conocen como modernos.

La obtención de calor o de energía eléctrica a partir de los recursos combustibles mediante las tecnologías de conversión tradicionales de propósito único (energía mecánica en motores térmicos o calor por combustión), implican desaprovechamientos entálpicos o exergéticos que pueden ser evitados mediante la cogeneración, con lo que es posible producir ahorros de recursos sustanciales.

La viabilidad de la implementación de la cogeneración se da cuando existe una demanda de calor de cierta magnitud y características, siendo también relevantes otros factores tales como la calidad de la solución tecnológica adoptada, los costos de capital que involucra, las tarifas de combustible y de energía eléctrica, y el marco legal vigente, entre las principales.

I.2) El consumo de recursos y la generación termoeléctrica convencional

El consumo mundial anual de recursos energéticos se estima que será de 2.5×10^{10} TOE (toneladas equivalente petróleo) para fines del presente siglo. Para una población de 5200 millones de habitantes, significa un consumo anual de 4.8 TOE per cápita.

La generación termoeléctrica suministra la mayor parte de la energía eléctrica (76%) que se produce en el mundo, que según estimaciones para el año 2000, será de 3×10^{10} GWh, con una potencia instalada de 7×10^6 GW, con un consumo anual per cápita de 5700 kWh., o sea con un crecimiento de 4.8% anual acumulado desde el valor 1600 en 1973. [Rizhkin, 1979]

Las cifras de 1994 para Argentina son: [Secretaría de Energía, (1) 1995]

Potencia instalada, generación eléctrica total: 17.81 GW
Energía generada, total anual: 6.27×10^4 GWh

Potencia instalada:

Turbinas de vapor:	5.191 GW
Ciclos combinados:	0.160 GW
Turbinas de gas:	2.791 GW
Motores:	0.663 GW

Parque termoeléctrico:	8.805 GW
Centrales nucleares:	1.018 GW
Hidráulicas:	7.987 GW

Total, potencia instalada:	17.81 GW
----------------------------	----------

La generación termoeléctrica de base muestra una etapa inicial caracterizada por la utilización de la economía de escala en grandes unidades de turbinas de vapor, con parámetros y soluciones de elevada ingeniosidad que aseguran elevadas eficiencias, y capaces de quemar combustibles de baja calidad y precio. A nivel mundial,

las potencias unitarias superan los 1300 MW en centrales que utilizan combustibles fósiles, y los 1500 MW en las nucleares [Reinker et al, 1996], y los parámetros del ciclo alcanzan los 310 bar, 620/566/358°C para el fluido intermediario, en ciclos con doble recalentamiento y 9 etapas de precalentamiento regenerativo. [Retzlaff et al, 1996].

Sin embargo, los conceptos sobre los que se basó esta preferencia se han visto afectados de alguna manera por los siguientes factores:

- 1) El incremento paulatino de los costos de capital de los proyectos de generación, transporte y distribución de la energía eléctrica, y las dificultades que las Compañías de Servicios encuentran para adecuarse al crecimiento de la demanda.
- 2) La reducción cualitativa y cuantitativa en el futuro, de la oferta de los recursos no renovables utilizados para la generación térmica.
- 3) Las exigencias sobre el cuidado del medio ambiente, que excluye la utilización de combustibles contaminantes.
- 4) La evolución tecnológica de las plantas motrices, en especial de las turbinas de gas

A lo largo del tiempo, todas las tecnologías han mostrado una etapa de crecimiento y desarrollo, maduración y decaimiento. La actual no es una excepción, y la producción de energía basada en mayor o menor escala en los recursos no renovables se encuentra en la última etapa, vislumbrándose serias limitaciones por el lado de la disponibilidad de los recursos primarios, y las condiciones del medio ambiente, como se señaló arriba.

Estas perspectivas hacen necesarias acciones que tiendan a aliviar la situación con medidas de implementación inmediata, y a desarrollar tecnologías que puedan asegurar la continuidad del suministro de las formas utilizables de energía, sin que se produzca una brecha traumática.

En Argentina, el Mercado Eléctrico Mayorista ha sido organizado con pautas que inducen la competencia, siendo el costo marginal de la energía el objetivo de la misma, lo que se ha reflejado en una reducción de sus costos. Sin embargo, es necesario puntualizar que desde el punto de vista de la utilización racional de los recursos energéticos no renovables, y la importancia de garantizar la continuidad del suministro en el futuro, el criterio economicista adoptado (conocido también como "economic

game"), no resulta adecuado e induce a comportamientos socialmente inconvenientes, siendo necesaria la participación activa de toda la Comunidad Tecnológica en el tratamiento de la mencionada problemática. La correcta percepción de la realidad, el conocimiento de las nuevas tecnologías y la priorización de los intereses de la Comunidad deberían definir las actitudes de los actores.

I.3) La evolución del concepto de crecimiento al del desarrollo sustentable

El mercado energético debe acompañar al crecimiento económico, pero se comprende que no es posible que tal crecimiento pueda prolongarse indefinidamente, especialmente si se basa en procesos contaminantes y consume recursos finitos y no renovables.

Si se proyecta el crecimiento de la demanda eléctrica a una tasa del 5 % anual, en 15 años la misma se habrá duplicado. Si por otra parte se considera que la relación Reservas/Consumo (R/C) de los combustibles tradicionales de Argentina en 1994 fue [IAE, 1995] de:

Reservas de petróleo:	353.889x10 ⁶ m ³
Reservas de gas:	526.218x10 ⁹ m ³
Producción de petróleo:	38.625x10 ⁶ m ³
Producción de gas:	27.389x10 ⁹ m ³
Relación R/C hidrocarburos líquidos	9.2 años
Relación R/C hidrocarburos gaseosos	19.2 años

El desarrollo sustentable postula la satisfacción de las necesidades actuales, pero sin afectar las posibilidades de las generaciones futuras de hacer lo propio. Consiste pues en un principio ético intergeneracional que no debe interpretarse como la conservación de lo recibido por una generación para ser entregado sin mermas a la siguiente. En efecto, cada generación recibe un inventario de bienes, recursos, conocimientos, condiciones ambientales, organización social, etc. que le aseguran el acceso a un progreso y bienestar, los utiliza, produce cambios, y posteriormente los entrega a la generación siguiente con inevitables modificaciones. Pero este nuevo inventario debe viabilizar el acceso a un progreso y bienestar como mínimo igual al recibido.

En el contexto energético se concluye que no es admisible consumir recursos del inventario de los no renovables en forma discrecional e ineficiente mientras no se tenga la certeza de que el problema del abastecimiento de energía haya sido resuelto prescindiendo de ellos, a través de tecnologías practicables y ambientalmente aceptables.

El escenario de referencia muestra no solo la necesidad de la intervención generadora de cambios, sino también que el tiempo disponible para lograr la implementación de las medidas necesarias es reducido, por lo que es imperativa una acción inmediata.

En grandes rasgos, la acción debería apuntar a los siguientes objetivos:

I.3.1) Incrementar la utilización de recursos renovables y procesos menos contaminantes.

De acuerdo al "Plan Energético Nacional 1986-2000", [Secretaría de Energía, (2) 1986], la composición de reservas energéticas primarias convencionales de la República Argentina fue, en 10⁶ Ton equiv. petróleo, y %:

Petróleo:	330	11.2 %
Gas natural:	601	20.3 %
Carbón mineral:	171	5.8 %
Hidroelectricidad:	1593	53.8 %
Uranio:	230	6.9 %
Combustibles vegetales:	60	2.0 %

E incluye aproximadamente un 50 % de renovables, entre las que la hidráulica constituye la casi totalidad. Según [OLADE, 1992], el potencial hidroeléctrico de nuestro País es de 44500 MW, siendo la potencia instalada actual de menos del 25%. Existe pues una potencialidad importante para incrementar la capacidad del parque de generación del País; sin embargo factores desfavorables tales como:

el elevado costo de los proyectos hidroeléctricos,

la inflexibilidad de la localización del proyecto, y la lejanía de la ubicación del emprendimiento con relación a los centros de consumo, lo que implica para las condiciones de la Argentina, inversiones de gran magnitud para el transporte de la energía,

la escasez de recursos internos para financiar las inversiones necesarias, y la ineficiencia evidenciada por algunos entes estatales en el manejo las empresas de servicios, y de proyectos de inversión,

la aleatoriedad de los caudales de los cauces,

la falta de suficiente interés por los otros beneficios que derivan de un emprendimiento hidroeléctrico, tales como el riego, extensión de las fronteras de producción agraria, control de crecientes, navegabilidad, etc.

han dificultado el desarrollo de los aprovechamientos hidroeléctricos, los que, sin embargo, estarían aportando un margen de alivio a los esfuerzos necesarios para adecuar la capacidad del parque de generación en los próximos años a través de las recientes realizaciones como Piedra del Águila, y en especial, Yacyretá.

En años recientes, y de alguna forma influenciado por la toma de conciencia de la importancia de la problemática del desarrollo sustentable y en particular de la emisión de gases de efecto invernadero, se ha notado un fuerte crecimiento en la consideración de nuestra comunidad tecnológica del área energética, de la utilización de recursos no convencionales menos contaminantes como la solar fotovoltaica y eólica. Actualmente estos recursos son utilizados para abastecer demandas dispersas, en especial con la primera.

En cuanto a la segunda, en nuestro País ya se han instalado algunas unidades eólicas de potencias inferiores a 1 MW, con excelentes perspectivas de crecimiento debido al elevado potencial eólico existente. En efecto, el potencial eólico de Argentina es uno de los mayores del mundo, concentrándose en la Patagonia una disponibilidad de recursos de alta calidad con velocidades medias anuales superiores a los 8 m/s. Una estimación oficial indica un potencial total solamente de la Patagonia del orden de los 300000 MW. [Subsecretaría de Energía, 1998]. Esto es mucho mayor que el potencial hidroeléctrico total de nuestro País, aun considerando factores tales como la aleatoriedad.

De incluirse estas reservas al inventario con que cuenta nuestro País, la composición dada en el "Plan Energético Nacional 1986-2000" mencionado, quedaría modificada sustancialmente

Desde el punto de vista del desarrollo sustentable, y para la disponibilidad de reservas hidráulicas, solar y eólicas del País, es indudable que los emprendimientos basados en estos recursos, y que utilicen tecnologías ambientalmente aceptables en todo su ciclo de existencia, operación y desactivación, deberían tener prioridad sobre los térmicos basados en combustibles fósiles, los que sin embargo gozan de la preferencia de los inversores por su menor tiempo de recuperación de la inversión. Lamentablemente, esto es racional en el marco de las reglas del juego que establece como objetivo de la competencia, la energía "barata", en lugar de la "eficiente", o "adecuada en términos ambientales o de los recursos que utiliza".

El establecimiento de las reglas del juego que asegure la convergencia de los intereses del inversor con los de la

Sociedad, constituye además de un desafío a la creatividad, la clave para orientar el necesario crecimiento hacia el desarrollo sustentable.

I.3.2) Racionalizar el consumo de energía de los usos finales.

Aún en Países avanzados, existe un importante potencial de ahorro de energía secundaria medido en términos de energía primaria que puede ser efectivizado actuando sobre las aplicaciones finales de la demanda.

Según una publicación de la Universidad de Utrecht, [de Beer et al, 1994], los potenciales determinados en Holanda son:

	Ahorro en usos finales		Ahorro total
	Combustib.	Electricid.	Energ.primar
Sector Industrial	27%	20%	30%
Sector Agrícola	47%	44%	46%
Sector Servicios	42%	41%	42%
Sector residencial	42%	40%	42%
Totales	31%	29%	36%

Una de las acciones que favoreció la difusión y práctica del uso racional de la energía, y que se robusteció en los Estados Unidos en la década de los 70's a consecuencia de la toma de conciencia del valor de los recursos, es el DSM (*demand side management*).

A través de estos programas, los *utilities* ofrecen incentivos a sus clientes para modificar los hábitos de consumo de electricidad tendiendo a aplanar la curva de demanda y otras medidas que en muchos casos implican una reducción cuantitativa de las ventas, como en los casos en que se incentiva el uso de lámparas de alto rendimiento lumínico, la mejora de la aislación térmica de los edificios, la adopción de motores de bajas pérdidas o heladeras domésticas de elevada eficiencia, etc.

En el caso de usuarios importantes como los del sector industrial, comercial y terciario, los *utilities* suministran asesoramiento, y en los casos en que resulta conveniente ofrecen participar en inversiones de cogeneración, o de generación distribuida a lo largo de sus líneas de transmisión o de distribución.

Los incentivos ofrecidos incluyen reducciones tarifarias, el pago total o parcial de los gastos que el usuario deba hacer para adherir al programa, la realización de las tareas que se deban hacer en el domicilio del usuario a cargo de la compañía, etc.

Las agencias federales o estatales de control fiscalizan a los *utilities* para que estos implementen programas DSM, pero no aportan fondos (o lo hace en cantidades mínimas) para el financiamiento de estos programas. Los mismos son concebidos, manejados y financiados por los *utilities*, a los que se les permite recuperar los costos incluyendo implícitamente este ítem en sus tarifas. Además de la mejora de la imagen de las empresas, en algunos casos resulta más conveniente para éstos destinar recursos financieros hacia el manejo de la demanda, si esto les evita cuantiosas inversiones para ampliar la capacidad de generación, transmisión y distribución que de otra forma tendrían que afrontar en el cumplimiento de sus obligaciones como servidores públicos.

En los comienzos los *utilities* tenían los tres sectores, generación, transmisión, y distribución, integrados verticalmente, y la obligación integral de prestar el servicio, por lo que fue posible obtener las ventajas de alguno de los programas DSM para la totalidad del sistema. El beneficio que se logra es la suma de los que se obtengan en cada uno de los sectores, y en función de su carácter indivisible de servicio público.

Puesto que los programas DSM se ubican en la interfase suministro-usuario final, el esfuerzo de la implementación de tales programas si se desea impulsarlo en la Argentina, recaerá fundamentalmente sobre el sector de la distribución, perdiéndose totalmente o gran parte del interés de los transportistas o generadores por cooperar en el mencionado esfuerzo. La conclusión de estas consideraciones es que, por la naturaleza de nuestro sistema, [Secretaría de Energía, (3), 1992] es previsible que aunque se decida la implementación de programas DSM no se alcanzará la intensidad que se logró en los Estados Unidos en la década de los 80's.

Pero esta circunstancia no agota la necesidad de racionalizar el consumo de los usos finales de la energía, por lo que es preciso iniciar la búsqueda creativa de las reglas dentro del mercado energético, que conduzcan a que sean sus propios actores quienes aporten al menos parte de los esfuerzos.

I.3.3) Mejorar la eficiencia de conversión de recursos

Este es el tema que por su impacto concentrado merece que quienes están involucrados en el sector energético dediquen el máximo esfuerzo posible. Entre los múltiples aspectos que esta problemática incluye, se consideran de suma importancia los siguientes:

I.3.3.1) Necesidad de incluir la eficiencia entre los objetivos de la competencia en el mercado eléctrico.

Lamentablemente, en la Argentina, las actuales reglas del juego hacen que el objetivo de la competencia entre los generadores se oriente hacia la energía "barata", lo que no necesariamente implica "eficiente" en términos de desarrollo sustentable. Esta priorización de valores, como objetivo único y excluyente, tiene cada vez menos vigencia. En efecto, las cuestiones que afectan al futuro de la Sociedad, según sean sus impactos, deberían ser privilegiadas por encima de las consideraciones sectoriales y económicas de corto plazo.

Lo que se pretende sugerir aquí es que se preste la debida atención a las distorsiones con consecuencias negativas para la Sociedad que pudieran ocurrir en el marco de las reglas del juego establecidas. Nadie en su sano juicio puede oponerse a que los generadores compitan para que la Sociedad pueda disponer de toda la energía necesaria que, a través de su utilización racional, les permita acceder al nivel de confort que desean al menor costo posible.

Pero debe resultar preocupante que el sector de la generación eléctrica, al no tener especificaciones sobre la necesidad de incluir elementos que surgen de la aplicación de los principios del desarrollo sustentable, adopten "decisiones consistentes" que lo ignoren, y cuyas consecuencias negativas se evidenciarán en el futuro.

En efecto, si las reglas del juego incluyeran entre los objetivos de la competencia la eficiencia de la conversión, posiblemente las decisiones de inversión se habrían inclinado mas hacia la eficientización de las unidades existentes mediante las tecnologías conocidas de la repotenciación a ciclos combinados, y no hacia la instalación de nuevos turbogrupos en ciclo abierto instalados en zonas de disponibilidad de gas a muy bajo precio, como está sucediendo en los últimos años.

En Argentina existen condiciones propicias para la implementación de proyectos de repotenciación en una cantidad de centrales térmicas existentes.

A efecto de avalar lo aseverado, se presenta el siguiente resumen de un análisis realizado para una hipotética ampliación de la capacidad de generación de una unidad existente de vapor de las siguientes características: [Fushimi, A.(1), 1994] (existen varias de este tipo de unidades en centrales ubicadas en el Litoral de la República Argentina.)

Parámetros del vapor:	99 Bara/510°C
Caudal de vapor:	299 Ton/hora
Precalentamiento regenerativo:	5 etapas, 234°C
Potencia en bornes:	75 MW
Potencia neta:	71.25 MW
Consumo específico global neto:	10528.1 kJ/kWh
Rendimiento térmico:	34.20 %
Combustible:	gas natural,
Consumo:	21600 m ³ /hora

Para una ampliación de la capacidad de generación del orden de 150 MW, se asume su repotenciación con un turbo-generador de gas del tipo 94.2 de las siguientes características:[Ansaldo, 1994]

Potencia en régimen continuo:	156 MW
Consumo específico:	10657.9 kJ/kWh
Rendimiento térmico:	33.78 %
Caudal y temperatura de gases	514 Kg/s, 543°C
Combustible:	gas natural,
Consumo:	46700 m ³ /hora

Las dos unidades, operando separadamente, presentarían las siguientes performances:

Potencia total neta:	227.25 MW
Consumo específico:	10570 KJ/kWh
Rendimiento térmico:	34.06 %
Consumo de combustible	68300 m ³ /hora

Si en cambio, éstas dos unidades se integran en un ciclo combinado simple, de una única presión, su performance serían las siguientes:

Potencia neta total:	215.92 MW
Consumo específico:	7607.8 KJ/KWh
Rendimiento térmico:	47.33 %
Consumo de combustible:	46700 m ³ /hora

De la comparación de estos dos casos planteados, puede verse que, con el mismo equipamiento (1TG + 1TV), y para una potencia generada de unos 220 MW, con solo instalarlas integradas en un ciclo combinado simple sin mayores complejidades, se obtiene un ahorro de combustible (gas natural), del orden de 500000 m³/día, o cerca de 200 millones de m³ por año.

Si del ejemplo desarrollado para una unidad de vapor de 75 MW se extrapola al parque de generación de la Argentina, (del orden de 5000 MW en unidades de vapor), aún considerando que en algunos casos las condiciones

para la repotenciación pueden ser menos propicias, se puede comprender la magnitud del inconveniente ocasionado por la instalación de turbogrupos de gas operando en ciclo abierto, como ha sucedido en los años posteriores a la desregulación.

A pesar de las imprecisiones de un cálculo simplificado, puede verse claramente las consecuencias negativas para la Sociedad de la adopción de criterios mercantilistas en la regulación de las actividades en el campo energético.

Debe considerarse además que, como resultado de la eficientización lograda por la repotenciación, se reducirá la demanda de gas, con lo que la disponibilidad de este combustible en términos globales debería aumentar.

I.3.3.2) Necesidad de apoyar la aplicación de las tecnologías de uso integral de los recursos no renovables

Los combustibles fósiles que proveen actualmente los recursos necesarios para generar aproximadamente la mitad de la energía eléctrica y la casi totalidad del calor útil demandados en Argentina, constituyen una fuente finita de energía química que es liberada a través de las reacciones de combustión, y transformadas en energía térmica.

Este proceso tiene dos aspectos negativos: el de reducir el stock de recursos remanentes, y el de producir un impacto considerable al medio ambiente, por lo que la aplicación de los principios del desarrollo sostenible conduce a la necesidad de minimizar en lo posible, el consumo de estos recursos para la misma cantidad de efecto útil producido.

Los procesos tradicionales de conversión monopropósito utilizan el recurso primario combustible, para la obtención de energía eléctrica (conversión combustible a trabajo), o de un agente calórico (conversión combustible a calor utilizable) en forma separada. Se caracterizan por:

- a) un bajo rendimiento entálpico (primer principio de la Termodinámica), en los primeros, en los que solo se utiliza alrededor de un 30 % de la energía contenida en el recurso. (rendimiento marginal promedio estimado del parque termoeléctrico actual).
- b) un bajo rendimiento exergético (segundo principio de la termodinámica) en los segundos, en los que generalmente el agente calórico conserva menos del 30%

de la capacidad de producción de trabajo de la energía contenida en el recurso.

En los procesos de calentamiento el contenido exergético del fluido portador es irrelevante, y es consecuencia de la necesidad de que los parámetros de estado del mismo aseguren la practicabilidad de la transferencia térmica.

Si bien la eficiencia de la generación termoeléctrica puede mejorar sustancialmente a través de la evolución de la tecnología de las plantas motrices, en especial de las turbinas de gas y los ciclos combinados, existe siempre la posibilidad de un aprovechamiento más completo de la energía contenida en el recurso a utilizar, mediante la integración de ambos tipos de procesos. (conversión a trabajo mecánico y calor).

Porque la energía contenida en un recurso combustible puede ser convertida en trabajo o en calor útil, y la conversión a uno u otro en forma separada implica un desaprovechamiento exergético o entálpico considerable, como se indicó arriba.

La idea básica de estos procesos, denominados de cogeneración, o CHP (*Combined Heat and Power*) o "*Kraft-Wärme-Kopplung*" es la de satisfacer los requerimientos calóricos minimizando el desaprovechamiento de la capacidad de conversión en trabajo que contiene el recurso a utilizar.

Esto adquiere viabilidad en la medida en que en el contexto existente el requerimiento calórico tenga una cierta magnitud y características técnicas que definen su "potencial de cogeneración", siendo conveniente su explotación cada vez que sea detectada su existencia.

Al respecto, resulta sumamente ilustrativo que en el conjunto de los Países de Europa Occidental se instalaron 20600 MW de potencia eléctrica cogenerada durante el año 1989, contribuyendo Alemania con 8500 MW, Italia con 4500 MW, Francia con 2000 MW, y Holanda con 1800 MW [Tönsing, 1995]; que todos los Países desarrollados y conscientes de los conceptos del uso racional de la energía y el desarrollo sustentable tienen legislaciones específicas de aliento y de incentivación a este tipo de emprendimientos; y que las potencias de las unidades de cogeneración viables y de aplicación real son cada vez más reducidas, extendiéndose desde el sector industrial al comercial y terciario con potencias que llegan a ser inferiores a los 100 kW. [Sakhuja, 1985]

El ahorro de recursos que producen estas instalaciones dependen de la configuración adoptada, de la magnitud y proporción en que los vectores energéticos son producidos

por la instalación, y de las características de las unidades del sistema.

La aplicación de la cogeneración en Argentina muestra un bajo grado de desarrollo de esta tecnología con relación a los Países del Primer Mundo. En el caso de los Estados Unidos la [Energy Information Administration, 1983] da una reseña de los efectos del PURPA [Public Utility Regulatory Policies Act, 1978]. Existen asimismo publicaciones periódicas de artículos y noticias de los avances que se van logrando, en las revistas [Modern Power Systems, 1990/98], [World Cogeneration, 1990/98], [Quaderni Pignone, 1990/98], [Revue Generale de Thermique, 1990/98], [Hydrocarbon Processing 1990/98], etc.

El caso que se presenta en este trabajo, corresponde al análisis de una instalación industrial existente para la obtención de malta cervecera a partir del grano de cebada en batches diarios, con una importante demanda térmica de baja temperatura en el proceso final de secado.

I.4) Objetivos del presente trabajo

El concepto de diseño adecuado en ingeniería, tradicionalmente consistente en aquel cuyos parámetros se encuadran en valores admisibles y cuya funcionalidad no es inaceptable, ha evolucionado en el mundo actual globalizado y competitivo en el que la información ignora crecientemente las restricciones fronterizas, incrementando la exigencia hasta tal punto que prácticamente carece de sentido cualquier solución que no sea la mejor.

Esta actitud competitiva ha demandado un enorme esfuerzo a los integrantes de las sociedades en las que se desarrolla, pero a su vez ha producido un avance científico y tecnológico sin precedentes en la historia de la humanidad definiendo una tendencia que se vislumbra claramente como irreversible.

Un diseño basado en la mera determinación de parámetros por aplicación mecánica de un modelo convencional puede ser superado en la mayoría de los casos por el agregado o aplicación de soluciones creativas convencionales o no, en un proceso con características de investigación o de desarrollo, virtualmente ilimitado. La labor del ingeniero eficiente se asemejará cada vez mas a la del científico en la búsqueda de la excelencia por la rigurosidad de los fundamentos aplicados y el aporte de creatividad en su desempeño.

El agregado de la cogeneración a un sistema termoenergético de ciertas características produce beneficios tanto a quien lo opera como a la Sociedad. Pero la

magnitud de los beneficios dependerá de la calidad de la solución aplicada, pudiendo en algunos casos a no alcanzar el nivel mínimo para viabilizar la inversión, generalmente elevada, (son proyectos capital intensivos), que su implementación demanda.

Debe entenderse por calidad de una solución al problema de diseño, no solo el conjunto de indicadores cualitativos técnicos y ambientales, sino también los económico-financieros, la seguridad, operabilidad, confiabilidad, disponibilidad, mantenibilidad, etc. de la misma.

En el presente trabajo se analiza un caso real, que puede ser resuelto mediante la forma general tradicional, (Capítulo 4), con metodologías de análisis que han sido desarrolladas por el autor en los sucesivos trabajos realizados. [Fushimi, (5) al (14), 1993 a 1998].

Se continua con la búsqueda de un esquema diferente desarrollado para este caso, que aproveche mejor sus características específicas, llegando a valores de eficiencias fuera de lo común (Capítulos 5 y 6). La descripción de un sistema como el que se propone aquí no ha sido encontrada en la bibliografía.

La metodología de su análisis ha sido desarrollada por el autor.

CAPÍTULO II

Conceptos básicos de Cogeneración

II.1) Introducción

El comienzo del desarrollo histórico de las diferentes técnicas que el hombre empleó para la utilización de los combustibles en su provecho, se produce con el descubrimiento del fuego, o sea de la producción de calor por la combustión. Individualizaremos este grupo de tecnologías como conversión "combustible a calor" ("Fuel to Heat", o "F t H").

Mucho tiempo después, se produce el descubrimiento de que también es posible convertir la energía contenida en un combustible en trabajo mecánico, lo que desencadena el desarrollo de las máquinas térmicas, tecnologías que denominaremos conversión "combustible a trabajo". ("Fuel to Power", o "F t P").

Aceptado pues que con la energía de un combustible es posible obtener calor y/o trabajo, los procesos definidos muestran los siguientes inconvenientes:

- a) en los procesos "F t H" no se utiliza la capacidad de producción de trabajo que el combustible posee. Ésta generalmente se destruye (degrada) sin producir ningún efecto útil.
- b) En los procesos "F t P" la eficiencia está limitada por el enunciado de Carnot del Segundo Principio de la Termodinámica, y existe una producción de calor residual que debe ser enviada a la fuente fría, ocasionando una pérdida, y adicionalmente un costo en términos energéticos y económicos.
- c) Como consecuencia del consumo de recursos, se produce una reducción de sus existencias, (irreversible en el caso de los no renovables), y una carga de contaminación ambiental no solo por la combustión en sí, sino también por todos los demás procesos asociados.
- d) La maximización del aprovechamiento entálpico y exergético de la energía contenida en el combustible utilizado (uso racional de la energía), no puede ser lograda mediante ninguno de los procesos (a) o (b) aplicados separadamente.

Estos inconvenientes pueden ser reducidos sustancialmente mediante la producción integrada de las dos formas de energía secundaria útil a partir de la energía contenida

en un combustible (o una fuente de calor de alta temperatura), mediante los procesos denominados de "Cogeneración", o "Combined Heat and Power" (CHP), o "Kraft-Wärme-Kopplung".

Puede ser realizado en la práctica ubicando adecuadamente las utilidades para su conversión en energía mecánica y en calor útil, en la cascada térmica, denominándose "Cogeneración por Topping" si se encuentran ordenados en la secuencia indicada, o "Cogeneración por Bottoming" si se encuentran en sentido contrario.

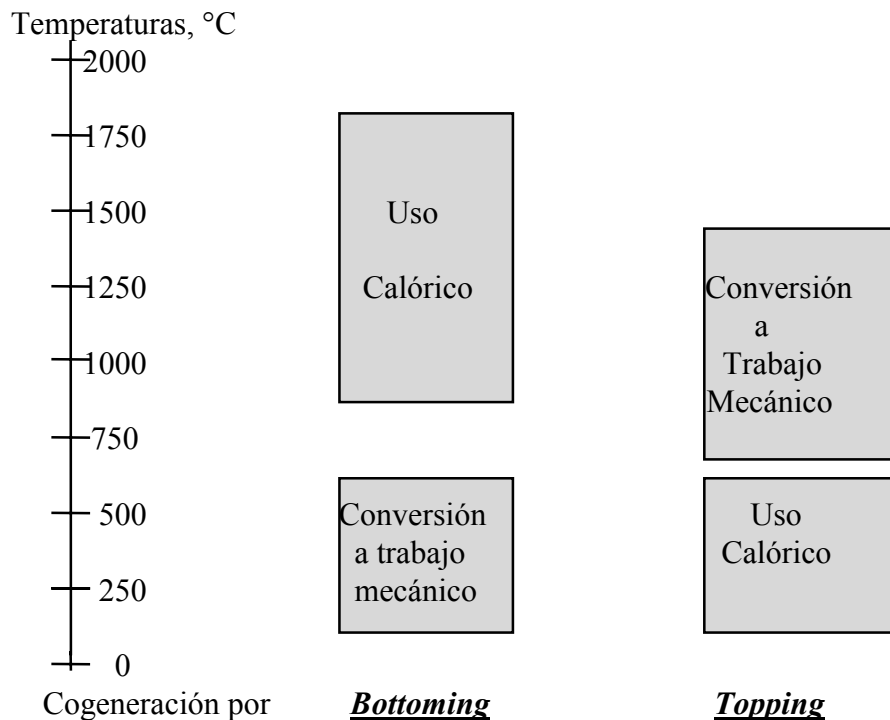


Figura II.1: Rangos de temperatura de casos de cogeneración por topping y bottoming

Un ejemplo típico de cogeneración por *bottoming* lo constituye un *steam reforming* para conversión de gas natural a gas de síntesis, seguido de una caldera de recuperación y turbina de vapor, mientras que una máquina térmica de combustión interna con recuperación de calor de escape para uso calórico es el caso mas frecuente de cogeneración por *topping*.

Puesto que para una misma temperatura de referencia la exergía de un fluido aumenta con su temperatura, en la mayoría de los casos la cogeneración por *topping* resulta ser la solución termodinámicamente racional. La aplicación de la cogeneración por *bottoming* se limita a la recuperación de calor residual de procesos continuos de muy elevada temperatura como los de calcinación, reformación de gas natural, algunos procesos de craqueo térmico o catalítico, etc., que permite la generación de vapor de parámetros adecuados para accionar una turbina.

Para que exista la posibilidad de aplicación práctica de la cogeneración, es condición necesaria que exista una demanda de calor de una cierta temperatura, magnitud y constancia que deben ser evaluadas para cada caso específico en función del esquema seleccionado, sus parámetros y condiciones de borde. La demanda eléctrica generalmente no es limitante si el sistema está conectado a la red, y puede intercambiar energía con la misma en las cantidades necesarias.

La temperatura del calor útil incide de diferente manera según el sistema de cogeneración sea implementado con turbina de vapor o de gas. En efecto, si el calor se destina a un proceso en el que se requiere una temperatura elevada, digamos unos 550°C y los gases de combustión que suministran el calor salen del proceso a 600°C, en el caso de turbina de vapor solo podrá ser aplicada la cogeneración por *bottoming*, mientras que si se recurre a una turbina de gas, es técnicamente posible la cogeneración por *topping* poniendo un conjunto [TG + Combustor suplementario] previo a la aplicación calórica y si se quiere, una turbina de vapor entre ambos.

II.2) Cogeneración por topping con turbina de contrapresión.

En un ciclo ideal de cogeneración por *topping* con turbina de contrapresión, la eficiencia marginal de generación eléctrica, despreciando los trabajos de bombeo de las bombas de alimentación, puede llegar al 100%.

Esto puede verse en los diagramas siguientes en los que se representan el suministro y utilización de calor mediante vapor saturado sin subenfriamiento, y la superposición de un generador de vapor y turbina de contrapresión cuyo vapor de escape tiene el mismo estado que el de calefacción.

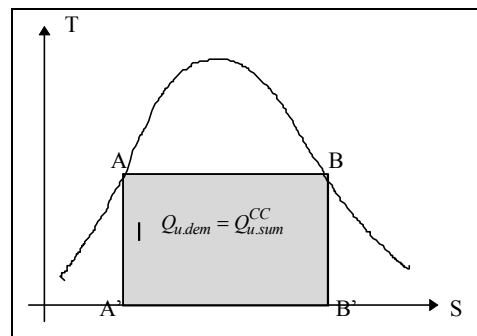
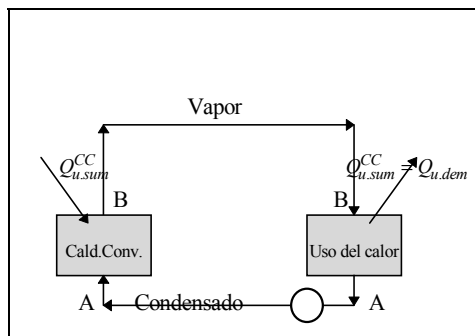


Figura II.2: Esquema y diagrama entrópico del suministro y uso de vapor saturado para una demanda calórica

En la Figura II.2 se muestra a la izquierda el esquema de producción de vapor saturado (proceso A-B) y su utilización sin subenfriamiento del condensado (proceso B-A), en un sistema ideal. A la derecha, en el diagrama entrópico del agua, el punto A corresponde al estado del líquido saturado y el B al vapor saturado, ambos a la presión del sistema. La superficie sombreada A'-A-B-B' indica el calor transferido por unidad de masa.

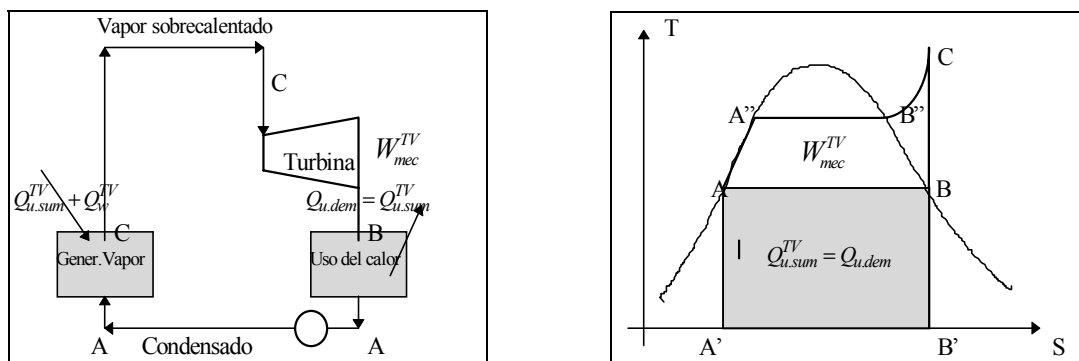


Figura II.3: Superposición de una turbina de contrapresión al sistema de la figura II.2

En el caso de la Figura II.3 se ha considerado una demanda de calor de la misma calidad y cantidad que el de la Figura II.2, representado por el rectángulo A'-A-B-B' del diagrama entrópico de la Figura II.3. Pero el vapor es generado en un generador de vapor sobrecalentado a una presión y temperatura mayores a la demandada (estado representado por el punto B), siendo A-A', A'-B', y B'-C las transformaciones en el economizador, vaporizador y sobrecalentador respectivamente. C-B es la expansión del vapor sobrecalentado en una turbina ideal, llegándose a los parámetros de demanda (B), al final de la expansión con producción de trabajo mecánico W_{mec}^{TV} . En el diagrama entrópico, la superficie A-A''-B''-C-B-A representa la magnitud del trabajo W_{mec}^{TV} por unidad de masa del fluido.

Si denominamos:

$Q_{u.dem}$ = Calor útil demandado

$Q_{u.sum}^{cc}$ = Calor útil suministrado por el vapor de la caldera convencional

$Q_{u.sum}^{TV}$ = Calor útil suministrado por el vapor de escape de la turbina

W_{mec}^{TV} = Trabajo mecánico producido por la TV.

Q_w^{TV} = Energía térmica transformada en trabajo por la TV.

Si tanto el sistema convencional como el de cogeneración son ideales y satisfacen la demanda térmica:

$$Q_{u.dem} = Q_{u.sum}^{cc} = Q_{u.sum}^{TV}$$

El primer sistema producirá solo calor útil, mientras que el segundo (cogeneración) producirá como energías secundarias en la unidad de tiempo:

$$W_{mec}^{TV} \text{ unidades de energía mecánica, y}$$

$$Q_{usum}^{TV} \text{ unidades de energía térmica,}$$

insumiendo la turbina de vapor:

$$(Q_{u.sum}^{TV} + Q_w^{TV})$$

siendo Q_w^{TV} = la energía equivalente al trabajo mecánico W_{mec}^{TV} , según el Primer Principio de la Termodinámica.

Estas unidades de energía térmica deberán ingresar al sistema a través de un generador de vapor ideal del 100% de rendimiento, despreciando en ambos casos los trabajos mecánicos de bombeo.

En consecuencia, si partimos del sistema convencional en el que no existe producción de trabajo mecánico, y consideramos incremental o marginal la producción de trabajo a través de la cogeneración:

$$W_{mec}^{TV} = Q_w^{TV}$$

lo que indica que si por encima de una demanda térmica obtenemos W_{mec}^{TV} el sistema demandará Q_w^{TV} de la misma magnitud, o sea una transformación de energía térmica en mecánica con un rendimiento térmico marginal (Primer Principio) del 100%. Este valor no tiene en cuenta el gasto mayor de energía de bombeo que el segundo sistema requiere, puesto que el generador de vapor debe operar a una presión superior a la necesaria para la aplicación calórica. Siendo el sistema ideal, no se consideran la eficiencia del generador de vapor, de la turbina, ni las pérdidas de carga y de calor.

II.3) Cogeneración por topping con turbina de gas y caldera de recuperación (HRSG).

Estos sistemas han reemplazado a los antiguos sistemas de vapor, debido por un lado a razones termodinámicas, y por

el otro a la asombrosa evolución que ha sufrido la tecnología de las turbinas de gas.

Si en lugar de un sistema a vapor con turbina de contrapresión consideramos un sistema TG + HRSG (turbogruppo de gas con caldera de recuperación), se puede realizar un razonamiento similar, aunque en este caso el generador de vapor se encuentra a continuación de la turbina y algunas de las características técnicas y operativas de ambos sistemas son sustancialmente diferentes.

En efecto, en el caso de la turbina de contrapresión, el fluido que produce trabajo y entrega el calor útil es el mismo, por lo que es posible razonar separando el generador de vapor o suponer que su rendimiento es del 100%.

En el caso del sistema TG+HRSG por el contrario, el trabajo de expansión es realizado por los gases de combustión, los que posteriormente transfieren el calor residual al agua que es el que entrega el calor útil. En consecuencia el HRSG es parte del sistema y no puede ser separado o abstraído del mismo.

Pero si suponemos un sistema en el que la demanda térmica puede ser satisfecha mediante el vapor generado en el modo *Unfired* por el HRSG de un sistema TG + HRSG en lugar de una caldera convencional y que ambos productores de vapor son ideales, el rendimiento de la generación eléctrica marginal será también del 100%. Podemos agregar que esto constituye una propiedad de los sistemas ideales de cogeneración, que en los sistemas reales mostrarán apartamientos que deberán ser considerados en cada caso.

II.4) Indicadores cualitativos.

Existen en la bibliografía, una cantidad de tales indicadores, de los cuales muchos de ellos son inapropiados por lo que es conveniente hacer una reseña y discusión de los mas utilizados, y su aplicabilidad y fundamentación científica.

A continuación, se presentará un nuevo indicador como aporte del autor del presente trabajo a este tema.

II.4.1) Rendimiento térmico

Genéricamente el rendimiento térmico de un sistema térmico, (Primer Principio), se define como:

$$\eta = \frac{\Sigma(\text{energías} \cdot \text{netas} \cdot \text{útiles} \cdot \text{producidas})}{\Sigma(\text{energías} \cdot \text{insumidas})}$$

para un sistema ideal de cogeneración con turbogruppo de vapor es:

$$\eta_{ter}^{COG} = \frac{Q_{u,dem} + W_{mec}^{TV} - W_{dem.BFW}}{\left(\frac{Q_{u,dem} + W_{mec}^{TV}}{\eta^{GV}} \right)} \quad [II.1]$$

siendo $W_{dem.BFW}$ = Trabajo mecánico demandado por la bomba de alimentación de agua de caldera en la unidad de tiempo, y η^{GV} el rendimiento del generador de vapor.

Si debido al comparativamente bajo valor de $W_{dem.BFW}$ se lo desprecia, resulta:

$$\eta_{ter}^{COG} \cong \eta^{GV}$$

lo que en la práctica se verifica con bastante aproximación.

El rendimiento térmico de un sistema de cogeneración es un indicador cualitativo inadecuado, debido a que valora de igual forma a la energía mecánica y la térmica, lo que el Segundo Principio diferencia claramente.

Obsérvese que si la turbina de vapor tuviera un menor rendimiento cualitativo, la energía no convertida en trabajo mecánico o degradada por roces internos del fluido saldría del sistema como energía térmica, por lo que el rendimiento térmico no varía, a pesar de que éste sistema sería de menor "calidad" debido a que produciría menor cantidad de trabajo mecánico.

Para los mismos parámetros del vapor de admisión y entalpías totales de escape, la turbina producirá mayores cantidades de trabajo mecánico cuanto menores sean las presiones de escape que se fijen, lo que concuerda con el criterio ortodoxo de "calidad" del sistema de cogeneración, aunque no reflejado en la magnitud del rendimiento térmico.

En un sistema ideal con turbina de gas y caldera de recuperación las mayores pérdidas se producen en el HRSG, cuya eficiencia entálpica es considerablemente menor que el de una caldera convencional, por lo que, aún considerando que afecta a la porción $(1-\eta^{TG})$ de la energía ingresante al sistema, los rendimientos térmicos alcanzan

valores menores que en los sistemas con turbinas de contrapresión.

Sin embargo, un sistema TG+HRSG es cualitativamente superior a un sistema a vapor, lo que se explica termodinámicamente por que el factor exergético [Blok, K. 1994] del fluido intermediario al comienzo de la expansión es, en términos generales, el doble en la turbina de gas en comparación a la turbina de vapor. El generador de vapor es señalado pues como la unidad térmica que produce la mayor degradación de la energía, reduciendo el factor exergético del vapor al orden del 35% dependiendo de su estado, y llegando a superar ligeramente el 40% en estado supercrítico con temperaturas mayores de 500°C. En las TG modernas, los gases a la entrada a los álabes, con temperaturas mayores a los 1340°C, tienen un factor exergético superior al 70%.

Por otra parte, la capacidad de recuperación de calor de un HRSG disminuye en la medida en que se requieren mayores presiones del vapor, por lo que su eficiencia y consecuentemente el del sistema se reduce, conclusión que puede no ser termodinámicamente adecuada debido que se estaría recuperando menor cantidad de calor, pero de mayor calidad. Esta circunstancia debe ser evaluada considerando su impacto sobre los efectos finales.

Por ejemplo, si se tratara de una producción de frío por absorción, se debe evaluar la cantidad de frío que se puede obtener con vapor de baja temperatura proveniente del HRSG en un ciclo frigorífico de una etapa, o con vapor de mayor temperatura en un ciclo de dos etapas y comparar los resultados. [Fushimi, (2) 1984, (3) 1990/98]. El rendimiento térmico tampoco en este caso brinda una información de utilidad.

II.4.2) Rendimiento eléctrico.

Si llamamos:

C^{COG} = Energía del combustible insumido por el sistema de cogeneración

C^{CC} = Energía del combustible insumido por la caldera convencional.

η^{CC} = Rendimiento térmico caldera convencional.

$Q_{u.sum}$ = Calor útil suministrado a la demanda.

W_{mec} = Trabajo mecánico cogenerado.

FCP = "Fuel Chargeable to Power".

η_{elec} = Rendimiento eléctrico.

Será:

$$C^{CC} = \frac{Q_u}{\eta^{CC}} \quad [II.2]$$

Se denomina "consumo específico de un sistema de cogeneración" o "cantidad de combustible imputable a la generación de trabajo mecánico" o "*Fuel Chargeable to Power*" (FCP) de un sistema de cogeneración por *topping* a la magnitud determinada según la siguiente expresión:

$$FCP = \frac{C^{COG} - C^{CC}}{W_{mec}} \quad [II.3]$$

o sea que se considera imputable a la generación de energía mecánica de un sistema de cogeneración que produce

W_{mec} unidades de trabajo mecánico, y
 $Q_{u.sum}$ unidades de calor útil

a la relación entre la diferencia entre los consumos de combustible del sistema de cogeneración y el de la caldera convencional que reemplaza, expresadas en unidades energéticas, y el trabajo mecánico cogenerado.

Si el FCP se expresa como cociente de magnitudes de unidades homogéneas, su recíproca se denomina η_{elec} o "Rendimiento Eléctrico". Es también una relación cuantitativa derivada del Primer Principio de la Termodinámica.

$$\eta_{elec} = \frac{1}{FCP} \quad [II.4]$$

La principal objeción a este indicador cualitativo es que la diferencia

$$(C^{COG} - C^{CC})$$

depende de η^{cc} que corresponde a un equipo que no es del sistema de cogeneración. En consecuencia tanto el η_{elec} como el FCP no son indicadores cualitativos intrínsecos del sistema sino referidos a una cierta caldera convencional de rendimiento η^{cc} . En sistemas de cogeneración en los que la producción de calor útil es muy elevada comparada con la producción de trabajo mecánico, si se adopta un bajo rendimiento de tal caldera, el FCP puede llegar a ser menor a la unidad (1.00), con lo que el rendimiento eléctrico llegará a valores superiores a 1 (100%). A veces, una manipulación inadecuada del rendimiento de la caldera convencional de referencia puede producir el mismo efecto.

II.4.3) Calidad del sistema de cogeneración: Conservación de recursos.

El concepto de calidad depende del criterio de valoración que se defina. Así por ejemplo, una misma instalación de cogeneración merecerá juicios de valor diferentes según el criterio que utilice la persona que emite un juicio de valor: un inversor, un conservacionista, un artista, un especialista en operación o mantenimiento, etc.

Los indicadores cualitativos pueden o no ser significativos para definir la calidad de un sistema de cogeneración.

El ahorro absoluto de recursos es la diferencia entre los recursos que consumirían las instalaciones convencionales para la producción de las mismas cantidades y calidades de energías secundarias que el sistema de cogeneración, y los recursos que consume el mismo. Constituye una magnitud del ciclo de cogeneración.

El ahorro absoluto así determinado puede ser expresado en términos energéticos o de cantidades de combustible, o en % referido al consumo del sistema convencional (*Fuel to Power + Fuel to Heat*). Expresado en esta última forma, se denomina "ahorro de recursos" y constituye un indicador cualitativo adecuado para definir la calidad del sistema.

Puesto que la razón de ser de una instalación de cogeneración es la de minimizar el consumo de recursos para la satisfacción de demandas calóricas y de trabajo mecánico definidas, (que produce una renta por ahorro de recursos que en muchos casos justifica la inversión necesaria), el autor del presente trabajo considera que el ahorro de recursos constituye el indicador cualitativo de mayor importancia. [Fushimi, (4), 1993].

Sin embargo, debe reconocerse la debida importancia a los indicadores económico-financieros por cuanto definen la viabilidad de la implementación del sistema en el marco del sistema económico en que nos encontramos inmersos. Un proyecto en la que se obtiene el máximo ahorro de recursos (beneficios sociales) no tiene sentido si su tasa de retorno y demás indicadores económico-financieros no son suficientemente atractivos a los inversores como para llegar a ser implementado. Esta dicotomía generalmente existe en los proyectos de cogeneración, y debe ser adecuadamente tratado en el marco regulatorio para este tipo de proyectos.

Llamando:

C^{FiP} = Energía del combustible insumido por el proceso
Fuel to Power

C^{FiH} = Energía del combustible insumido por el proceso *Fuel to Heat*

C^{CONV} = Energía del combustible insumido por el sistema convencional.

C^{COG} = Energía del combustible insumido por el sistema de cogeneración

η^{FiP} = Rendimiento de la conversión *Fuel to Power*

η^{FiH} = Rendimiento de la conversión *Fuel to Heat*

W_{mec} = Trabajo mecánico producido por el sistema de cogeneración.

Q_u = Calor útil.

A_{rec} = Ahorro absoluto de recursos.

$A_{rec} (\%)$ = Ahorro de recursos

Será:

$$C^{FiP} = \frac{W_{mec}}{\eta^{FiP}} \quad [II.5]$$

$$C^{FiH} = \frac{Q_u}{\eta^{FiH}} \quad [II.6]$$

$$C^{CONV} = C^{FiP} + C^{FiH} = \frac{W_{mec}}{\eta^{FiP}} + \frac{Q_u}{\eta^{FiH}} \quad [II.7]$$

$$A_{rec} = C^{CONV} - C^{COG} \quad [II.8]$$

y el ahorro de recursos:

$$A_{rec} (\%) = \frac{C^{CONV} - C^{COG}}{C^{CONV}} \quad [II.9]$$

El rendimiento de la transformación *Fuel to Heat* es el de la caldera a ser reemplazada por el sistema de cogeneración, y es un valor conocido (para la condición operativa), o puede ser medido por ensayo, sin que puedan existir mayores impedimentos para ello. En un proyecto de planta nueva ("*grass roots*") en el que el equipamiento debe ser decidido, será el correspondiente al equipo más adecuado desde el punto de vista técnico-económico.

En cuanto al rendimiento de la transformación *Fuel to Power*, será el correspondiente al de la unidad de generación del sistema del servicio público que resulte desplazado por la energía producida por el sistema de cogeneración, incluyendo las pérdidas eléctricas por transmisión, transformación, etc. hasta el punto de suministro.

En la Argentina, para una carga del orden de los 6000 MW o mayor, el valor 30% puede ser representativo de la eficiencia marginal η^{FtP} , siendo tanto menor cuanto mayor es la carga.

II.4.4) Rendimiento FERC.

En 1978, la Legislatura Federal de los Estados Unidos promulgó el "Public Utility Regulatory Policies Act" (PURPA), [Federal Register, 1978] referida a los cogeneradores y pequeños generadores de electricidad, y cuya implementación (rulemaking) quedó a cargo de las autoridades estatales y del FERC (Federal Energy Regulatory Commission) en el ámbito federal.

El objetivo general del PURPA es alentar la conservación de la energía eléctrica, e incrementar la eficiencia en el uso de las instalaciones y recursos por parte de los generadores como uno de los medios para tender al uso racional de los recursos energéticos. La Ley tiende a promover la generación eléctrica por las instalaciones calificadas de cogeneración y pequeños productores. (Qualifying Cogeneration Facilities and Small Power Producers).

El FERC estableció reglas para la calificación de las instalaciones de cogeneración, y utilizó para las de topping que utilizan combustibles fósiles, un indicador cualitativo conocido como "Rendimiento FERC", o también como "Rendimiento PURPA".

Llamando:

η_{FERC} = Rendimiento FERC o PURPA

$Sk = \frac{W_{mec}}{Q_u}$ = Relación [Trabajo/Calor útil]

y utilizando las denominaciones dadas en el punto anterior:

$$\eta_{FERC} = \frac{W_{mec} + 0.5 \times Q_u}{C^{COG}} \quad [II.10]$$

que solo difiere del rendimiento térmico en que el calor útil que se suma al trabajo mecánico obtenido, está afectado por un "factor de valoración del calor útil" arbitrariamente establecido en 0.5. Este indicador se aplica para definir los valores de corte para incluir o no una planta de cogeneración por topping que utiliza gas natural o derivados del petróleo como instalación

calificada y consecuentemente merecedora de recibir ciertos beneficios (*qualifying facility*). [FERC, 1980]

Pero evidentemente se trata de un concepto simplista puesto que el factor 0.5 adoptado no asegura una correlación entre el ahorro de recursos del sistema y el η_{FERC} para diferentes relaciones S_k de producción de electricidad y calor, lo que hace necesario definir sus valores en función de dichas relaciones. El FERC establece en su reglamentación dos niveles de S_k pero expresados como porcentaje de calor útil producido con relación a la suma de las dos formas de energía producidas:

$$\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u}$$

relacionado con el S_k por la expresión:

$$\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u} = \frac{1}{(1 + S_k)} \quad [\text{II.11}]$$

En efecto, la Sección 292.296 del FERC, en el tratamiento de los *Efficiency Standards* para la calificación de las instalaciones de cogeneración establece, para los valores del "Rendimiento FERC", calculados sobre las cantidades anuales de energías producidas y consumidas:

- a) Un valor mínimo del 5% para $\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u}$ lo que es equivalente a $S_k < 19$.
- b) Cuando el calor útil producido es menor que el 15% del total (calor + trabajo), el η_{FERC} debe ser mayor o igual al 45%.
- c) Un valor mínimo de η_{FERC} del 42.5% para todo

$$\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u} \geq 15\%$$

Para los casos de cogeneración por *bottoming* en los que la energía utilizada es calor residual de algún proceso productivo, la reglamentación del FERC limita solamente el uso de combustible suplementario, siempre que este combustible se trate de gas natural o derivados del petróleo. Concretamente, se exige que la cantidad de trabajo mecánico generado en el período de 1 año calendario sea no menor del 45% de la energía ingresada suplementariamente al sistema en la forma de gas natural o derivados del petróleo

II.4.5) Rendimiento FI

Tanto el rendimiento térmico como el FCP y el rendimiento eléctrico presentan falencias por lo que no son representativas de la calidad de un sistema de cogeneración. El rendimiento FERC por su parte refleja un criterio normativo simple pero que no se correlaciona con la calidad en forma precisa.

En consecuencia, no habiendo encontrado en la bibliografía un indicador de calidad adecuado, en el estudio de las bases técnicas para sustentar una legislación de promoción de la cogeneración en el ámbito de la Provincia de Buenos Aires realizado por el grupo de trabajo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata durante el año 1993, se llegó a la conclusión de la necesidad de buscar un indicador fácilmente calculable que se correlacionara biunívocamente con la calidad técnica de una instalación de cogeneración.

El razonamiento realizado fue el siguiente:
De acuerdo a lo visto en II.3, y llamando C^{CONV} al consumo de combustible del sistema convencional (*Fuel to Heat + Fuel to Power*), será:

$$C^{CONV} = \frac{1}{\eta^{FiP}} \cdot \left(W_{mec} + \frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}} \cdot Q_u \right) \quad [II.12]$$

y el ahorro de recursos:

$$A_{rec} = 1 - \frac{\eta^{FiP} \times C^{COG}}{W_{mec} + \frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}} \cdot Q_u} \quad [II.13]$$

Denominando: [Fushimi, A.(4) 1993]

$$\eta_{FI} = \frac{W_{mec} + \frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}} \cdot Q_u}{C^{COG}} \quad [II.14]$$

lo que permite definir un indicador η_{FI} que depende de los parámetros energéticos principales del sistema de cogeneración: W_{mec} y Q_u producidos, y C^{COG} insumido, y las características del sistema convencional de comparación: η^{FiP} y η^{FiH} .

Llevando esta expresión a la del ahorro de recursos se obtiene:

$$A_{rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta^{FiP}}{\eta_{FI}} \right) \times 100 \quad [II.15]$$

Cuando se comparan o califican diferentes alternativas o proyectos de cogeneración, el sistema convencional de referencia es común, o sea que η^{FiP} y η^{FiH} se mantienen constantes. En consecuencia, la ecuación anterior correlaciona en forma biunívoca el ahorro de recursos con el "Rendimiento FI".

Observando la expresión que la define, se ve que difiere de la del rendimiento térmico y del rendimiento *FERC* solamente en el factor de valoración del calor útil, que es de 1 para el rendimiento térmico, 0.5 para el rendimiento *FERC*, y la relación $\frac{\eta_{FiP}}{\eta_{FiH}}$ para el rendimiento definido, y que por no haber encontrado un nombre en la bibliografía ha sido denominado "Rendimiento FI" (por Facultad de Ingeniería).

A efecto de visualizar el comportamiento de los diferentes indicadores cualitativos, se comparan dos sistemas cualitativamente equivalentes, ambos de $W_{mec}=10$ MW y que producen un 20% de ahorro de recursos. Los dos sistemas se diferencian en la relación de producción de trabajo y calor:

$$Sk = \frac{W_{mec}}{Q_u} \quad [2.16]$$

siendo sus valores de 0.1 y 0.5 respectivamente.

Para el sistema convencional de referencia se adoptaron:

$$\eta^{FiP} = 30\% \quad \text{y} \quad \eta^{FiH} = 80\%$$

Los resultados obtenidos son:

Relación Sk:	0.1	0.5
Trabajo mecánico:	10 MW	10 MW
Calor útil:	100 MW	20 MW
Consumo <i>Fuel to Power</i> :	33.33 MW	33.33 MW
Consumo <i>Fuel to Heat</i> :	125.00 MW	25.00 MW
Consumo convencional:	158.33 MW	58.33 MW
Consumo cogeneración:	126.67 MW	46.67 MW
Ahorro de recursos:	31.66 MW	11.66 MW
Ahorro de recursos, %	20%	20%
Rendimiento térmico:	86.84%	64.28%

Rendimiento <i>FERC</i> :	47.37%	42.86%
Rendimiento FI:	37.5%	37.5%

Como puede verse, tanto los rendimientos térmico como el *FERC* son diferentes para instalaciones del mismo ahorro porcentual de recursos, mientras que los rendimientos FI calculados coinciden en el valor de 37.5%.

Dada la sobrevaloración del calor útil en el rendimiento térmico y en el *FERC*, éstos indicadores resultan mayores en el primero por producir mayor cantidad de vapor.

La correlación entre el rendimiento FI y el ahorro de recursos se muestra en la Figura II.4.

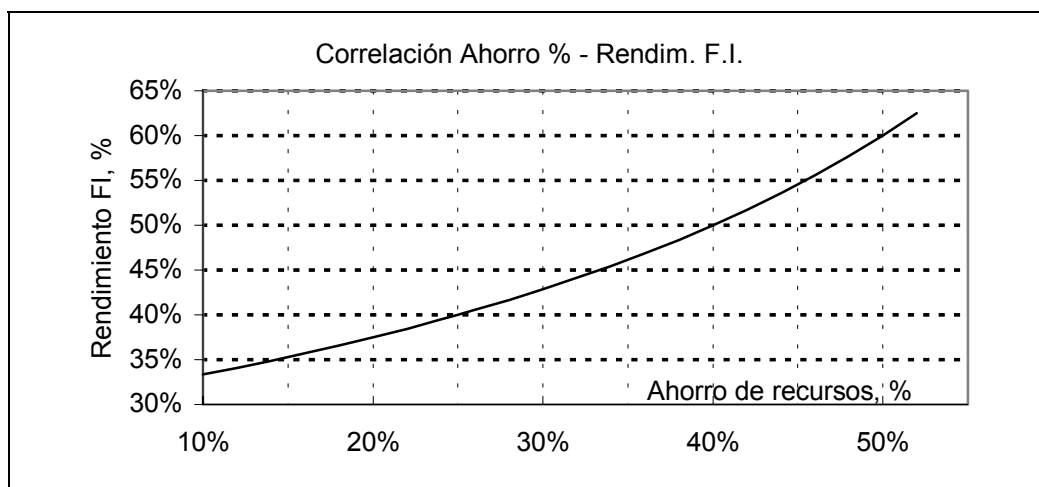


Figura II.4: Correlación Ahorro de recursos - Rendimiento F.I.

Si se trazaran las curvas del Rendimiento *FERC* para S_k constante, éstas configurarían un haz de curvas similares a la de la Figura II.4 pero por encima de ésta, apartándose cada vez mas cuanto menor es la relación S_k .

La curva del rendimiento *FERC* coincidirá con la del rendimiento FI solamente cuando

$$S_k \rightarrow \infty \quad \text{o bien} \quad Q_u \rightarrow 0$$

pero en este caso no hay cogeneración sino una mera transformación *Fuel to Power*.

Esta dependencia del rendimiento *FERC* con el ahorro de recursos y también con la relación S_k es lo que obliga a definir escalones de la relación definida en [2.11] que en el caso de la reglamentación del *FERC* se adoptan solamente dos estratos por simplicidad, aunque restándole rigurosidad.

Una vez definidos los rendimientos de los procesos convencionales de referencia, la adopción del indicador FI permite prescindir de la relación Sk , y determinar con exactitud el ahorro de recursos.

II.4.5.1) Comportamiento de los rendimientos térmico, FERC y FI en la evaluación de la calidad (ahorro de recursos) de sistemas de cogeneración.

a) Si se considera una planta de cogeneración con una máquina térmica cuya eficiencia es coincidente con la eficiencia de generación de referencia, que supondremos del 30%, y opera sin suministrar calor útil, el ahorro de recursos será nulo, y los rendimientos térmico, FERC y FI coincidirán.

Si a partir de esta situación, se da utilización al calor residual de la máquina térmica que consume 100 MW y produce 30 MW, el ahorro de recursos aumentará debido a que no se usan recursos adicionales para generar el calor útil que hubiera requerido el sistema convencional, cuya eficiencia η^{FtH} supondremos del 80%.

En la figura II.5 se muestran las variaciones del ahorro de recursos, el rendimiento térmico, FERC y FI. La tendencia es creciente en todos los casos, pero las curvas del rendimiento FERC y térmico se ubican por encima de la del rendimiento FI, debido a la sobrevaloración del calor útil por encima del valor $\frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}}$ contemplado por el rendimiento FI.

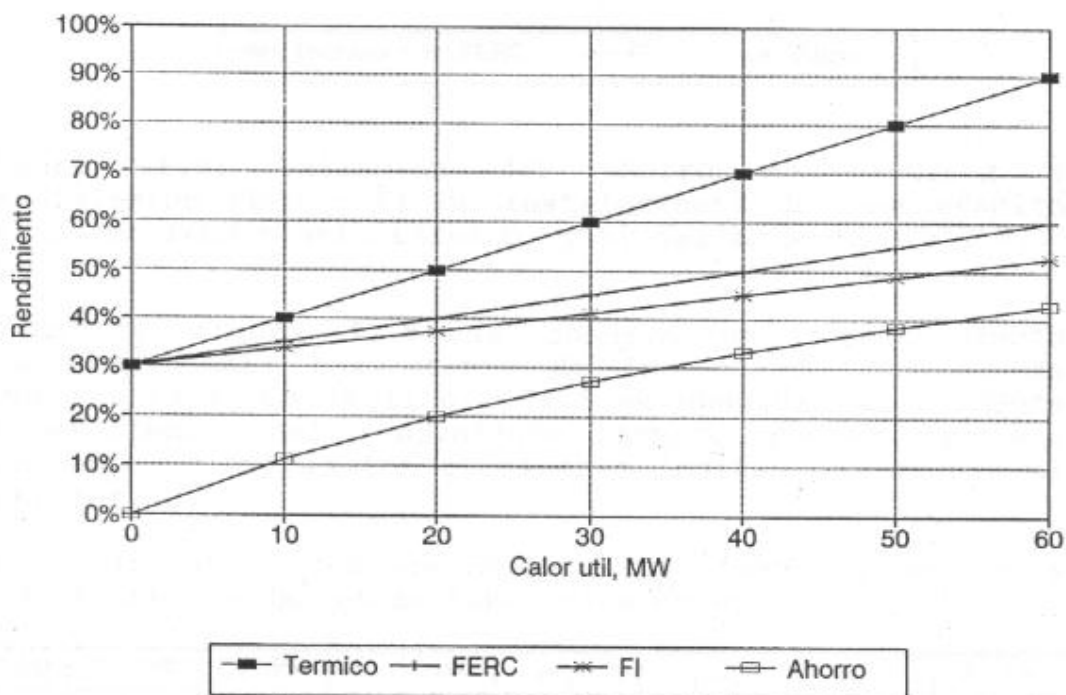


Figura II.5: Variación del ahorro de recursos y rendimientos térmico, FERC y FI de una instalación de cogeneración con motor térmico de 30 MW, $\eta = 30\%$, al variar la utilización del calor residual de 0 a 60 MW.

b) Si se comparan instalaciones de cogeneración del mismo rendimiento térmico (80%), pero de factores S_k variables de 0 a 1.7, se observa en la figura II.6 que el ahorro de recursos y los rendimientos FERC y FI aumentan, debido a que contienen una mayor cantidad de trabajo mecánico, reflejando la mejor calidad de los vectores energéticos secundarios.

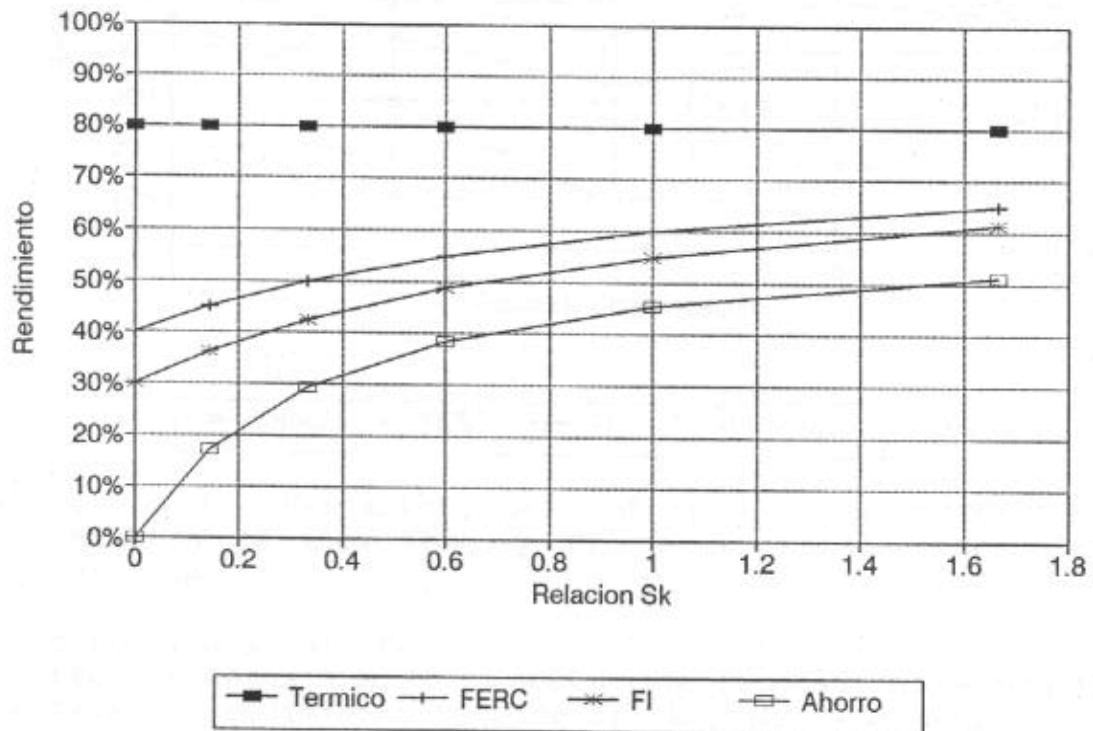


Figura II.6: Variación del ahorro de recursos y rendimientos FERC y FI de instalaciones de cogeneración del mismo rendimiento térmico, y S_k variable de 0 a 1.7.

c) En la figura II.5 se observa un comportamiento cualitativamente consistente de los cuatro indicadores representados. En la figura II.6 se observa una evidente inconsistencia del rendimiento térmico que se mantiene constante, mientras los otros tres indican una mejora al aumentar S_k .

Se consideran a continuación 5 casos, cuyos parámetros e indicadores se dan en la tabla siguiente:

Caso	W, MW	Q, MW	C^{COG} , MW	$\eta_{t\acute{e}rm}$	η_{FERC}	η_{FI}	A (%)
1	40	40	100	80	60	55	45.5
2	20	60	100	80	50	42.5	29.4

3	1	85	100	86	43.5	32.9	8.7
4	10	80	100	90	50	40	25
5	26	40	100	66	46	41	26.6

Estos valores se muestran en la figura II.7

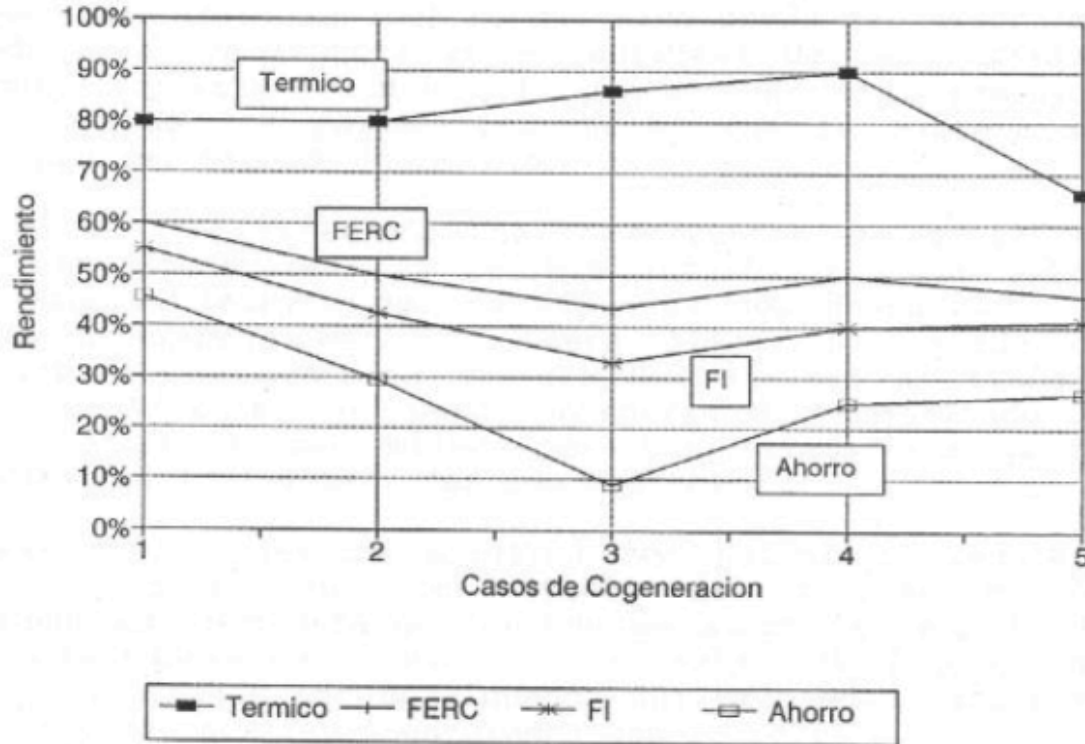


Figura II.7: Variación del ahorro de recursos y rendimientos térmico FERC y FI de 5 instalaciones de cogeneración.

Se observa lo siguiente:

Entre los casos 1 y 2, el ahorro de recursos disminuye, mientras el rendimiento térmico se mantiene constante.

Entre los casos 2 y 3 el ahorro de recursos disminuye, mientras el rendimiento térmico aumenta.

Entre los casos 4 y 5 el ahorro de recursos aumenta, mientras el rendimiento térmico y el FERC se reducen.

Solamente el rendimiento FI muestra en todos los casos tendencias consistentes, como era de esperar.

II.4.5.2) Consideraciones del rendimiento FI desde el punto de vista del Segundo Principio de la Termodinámica.

El uso eficiente de la energía no puede ser determinado por el análisis mediante solamente el Primer Principio de la Termodinámica. Esto queda evidenciado por la

inadecuación de los indicadores cualitativos que se basan en éste, como el rendimiento térmico, el FCP, y el rendimiento eléctrico. El análisis riguroso debe realizarse teniendo en cuenta ambos (Primer y Segundo Principio) simultáneamente. [Bejan et al, 1996].

La energía no puede ser destruida, este es concepto del Primer Principio. La idea de que algo puede ser destruido es de suma importancia en el análisis de los sistemas térmicos, y esto conduce a la concepción de la exergía, como uno de los parámetros con el que se expresa el concepto del Segundo Principio.

Cuando un sistema térmico no se encuentra en equilibrio con los alrededores, es posible intercalar entre ambos una máquina térmica que, a expensas del desequilibrio, produzca trabajo mecánico hasta llegar al estado de equilibrio. Se denomina exergía del sistema al trabajo útil ideal máximo que puede obtenerse como resultado de la interacción del mismo con los alrededores hasta alcanzar el equilibrio. (estado muerto)

La exergía es pues una magnitud cuya definición requiere el conocimiento de los estados del sistema y los alrededores. Sin embargo, cuando se adopta el estado de los alrededores coincidente con el estado de referencia, la exergía puede ser considerado una propiedad extensiva del sistema, que representaremos con la letra E.

La exergía no es una magnitud conservativa y puede ser destruida, y en general no se conserva. El caso límite de la destrucción total de la exergía de un sistema se da cuando se permite llegar al estado de equilibrio con los alrededores en forma espontánea sin producción de trabajo mecánico. Será posible pues definir un rendimiento exergético η_E como la relación entre las exergías producidas y consumidas por el sistema:

$$\eta_E = \frac{E_{prod}}{E_{cons}} \quad [2.17]$$

En un sistema de cogeneración, las exergías producidas en la unidad de tiempo serán las correspondientes al trabajo útil obtenido W y el calor útil Q_u , o sea:

$$E_{prod} = W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_q}\right) \quad [2.18]$$

siendo T_q la temperatura del calor útil Q_u , y T_0 la temperatura de referencia o de los alrededores.

La exergía consumida es la ingresada por el combustible que insume el sistema en la unidad de tiempo, y puede ser expresada como el producto del caudal insumido por el

sistema de cogeneración C^{COG} , por su exergía específica por unidad de contenido energético e^{COMB} .

$$E_{cons} = C^{COG} \cdot e^{COMB} \quad [2.19]$$

El rendimiento exergético del sistema de cogeneración será pues:

$$\eta_E^{COG} = \frac{W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right)}{C^{COG} \cdot e^{COMB}} \quad [2.20]$$

Si consideramos ahora los procesos convencionales monopropósito que generan las mismas calidades y cantidades de los vectores energéticos, y que consumen el mismo combustible que el sistema de cogeneración, serán:

Para el proceso FtP: llamando η^{FtP} a la eficiencia del proceso FtP, el consumo de combustible será, según [2.5]:

$$C^{FtP} = \frac{W}{\eta^{FtP}}$$

Para el proceso FtH: llamando η^{FtH} a la eficiencia del proceso FtH, el consumo de combustible será, según [2.6]

$$C^{FtH} = \frac{Q_u}{\eta^{FtH}}$$

Siendo estos vectores idénticos a los producidos por el sistema de cogeneración, la exergía producida por el sistema convencional será la misma, no así la exergía consumida que será para este caso:

$$E_{cons} = \left(\frac{W}{\eta^{FtP}} + \frac{Q_u}{\eta^{FtH}} \right) \cdot e^{COMB} \quad [2.21]$$

El rendimiento exergético del sistema convencional será:

$$\eta_E^{CONV} = \frac{W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right)}{\frac{1}{\eta^{FtP}} \cdot \left(W + Q_u \cdot \frac{\eta^{FtP}}{\eta^{FtH}} \right) \cdot e^{COMB}} \quad [2.22]$$

Y la relación entre los rendimientos exergéticos del sistema de cogeneración y del sistema convencional:

$$\frac{\eta_E^{COG}}{\eta_E^{CONV}} = \frac{1}{\eta^{FtP}} \cdot \frac{\left(W + \frac{\eta^{FtP}}{\eta^{FtH}} \cdot Q_u \right)}{C^{COG}} = \frac{\eta_{FI}}{\eta^{FtP}} \quad [2.23]$$

que indica que la relación entre los rendimientos exergéticos del sistema de cogeneración y del sistema convencional que consumen el mismo tipo de combustible, y producen los mismos vectores energéticos secundarios, es igual a la relación entre el rendimiento FI y el de la conversión FtP del sistema convencional.

Si consideramos que el ahorro de combustible (recurso primario) es, [2.9]:

$$\begin{aligned} A_{rec} (\%) &= \frac{C^{CONV} - C^{COG}}{C^{CONV}} \\ &= 1 - \frac{C^{COG}}{C^{CONV}} \end{aligned} \quad [2.24]$$

Pero siendo iguales las exergías producidas por ambos sistemas, la relación entre sus rendimientos exergéticos será igual a la recíproca de la relación entre sus exergías consumidas, o sea:

$$\frac{\eta_E^{COG}}{\eta_E^{CONV}} = \frac{e^{COMB} \cdot C^{CONV}}{e^{COMB} \cdot C^{COG}} = \frac{C^{CONV}}{C^{COG}} \quad [2.25]$$

que reemplazado en [2.24] da:

$$A_{rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta_E^{CONV}}{\eta_E^{COG}} \right) \cdot 100 \quad [2.26]$$

o por la [2.23]:

$$A_{rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta^{FtP}}{\eta_{FI}} \right) \cdot 100$$

que coincide con la [2.15], lo que indica que el rendimiento FI no colisiona con el Segundo Principio de la Termodinámica.

II.4.5.3) Valoración diferencial del trabajo mecánico y el calor.

En la expresión del rendimiento FI, la relación $\frac{\eta^{FtP}}{\eta_{FI}}$ (<1) es considerado como el factor de valoración del

calor con relación al trabajo mecánico. Debe tenerse en cuenta que esto es válido solamente en la comparación de dos sistemas (convencional y cogeneración) en los que la producción de ambos vectores son cualitativa y cuantitativamente iguales, o sea en aquellos en que las exergías producidas:

$$W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right)$$

lo son y puede prescindirse de su relación.

La valoración que propone el rendimiento FI tiene como objetivo determinar la aptitud que posee el sistema de cogeneración para producir un ahorro de recursos, cuando se lo compara con procesos convencionales de referencia.

Pero cuando la valoración diferencial del trabajo mecánico y el calor tiene otros propósitos (como podría ser el de un emprendimiento de cogeneración tipo *joint venture* entre varias industrias que consumen trabajo en cantidades diferentes y calor en cantidades y calidades diferentes, y se debe determinar un cuadro tarifario para todos los vectores producidos), la utilización del factor de valoración del rendimiento FI puede no ser adecuado.

Existen en la bibliografía métodos de asignación de costos basados en parámetros físicos de los vectores energéticos, que han sido propuestos. Básicamente los siguientes:

"Método físico" en la que se propone distribuir los costos por el contenido entálpico de cada vector [Komarov y Luknickij, 1949], en flagrante desconocimiento del Segundo Principio.

"Método termodinámico", que fue aplicado a sistemas de cogeneración con turbinas de vapor de contrapresión, en los que el vapor de escape es valorado por el trabajo que produciría si fuera expandido hasta las condiciones de condensación. [Schaff, 1955]. Este método tiene en cuenta el Segundo Principio y las características de los sistemas reales, pero de acuerdo a nuestra experiencia es resistido por los usuarios de calor, cuando se les presenta una tarifa en la que el vector calórico es valorado por su capacidad de producción de trabajo y no por su contenido de calor, que es lo que el usuario de calor requiere.

[Sama, 1980], [Campagne, 1981], y otros autores hicieron notar la irrelevancia de la exergía en los usos calóricos del vapor, presentando casos en que presiones y temperaturas en exceso a las adecuadas para la aplicación producen efectos contraproducentes. Esto suele suceder

típicamente en los procesos de evaporación con temperaturas de vapor que hacen que se supere el régimen de ebullición por burbujas (nucleate boiling) desplazándola a la pelicular (film boiling), reduciendo la transferencia térmica, y produciendo un estado de equilibrio inestable que afecta severamente la regulación del proceso.

Por otra parte, debe observarse que el costo de la generación de vapor (como vector calórico) es una función en la que intervienen una cantidad de variables entre las cuales la presión no es la más importante, pudiendo mencionarse muchos casos en los que el costo de la generación del vapor resulta menor en una caldera de mayor presión que en otra de menor presión. Pero la exergía del vapor generado es una función creciente de la presión, lo que indica claramente que la producción de vapor de baja presión proporciona una energía secundaria de baja calidad, sin que necesariamente sea más barato por ello. Esto no sucede en una instalación de cogeneración, en la que la producción de trabajo mecánico obliga a la valoración de la exergía.

[Marecki, 1988], concluye que:

- a) la asignación de costos del calor y la electricidad (trabajo mecánico) en una instalación de cogeneración es primariamente un problema económico, por lo que los criterios económicos deben prevalecer sobre los técnicos o físicos.
- b) el objetivo de la producción combinada de calor y electricidad es la obtención de beneficios económicos en una escala general, que debe alcanzar a todas las partes involucradas en el proyecto, contribuyendo a la maximización de los mencionados beneficios.
- c) propone que la correlación de beneficios entre ambos tipos de energía generada sea determinada a partir de los costos de su generación por separado.

De las conclusiones de Marecki se recoge el consejo de priorizar el interés general (maximización de los beneficios del proyecto) por sobre los individuales de los usuarios. Se debe observar asimismo que la recomendación de determinar los costos a partir de los costos de su generación por separado no implica la utilización de la relación η^{FtP}/η^{FtH} , puesto que la misma contempla el costo energético (del combustible), no así los otros costos operativos y los costos de capital que gravitan con mayor intensidad en la producción de trabajo mecánico que en la de calor. La asignación de costos de los vectores cogenerados constituye pues una problemática fuertemente específica.

CAPITULO III

Breve descripción del proceso de la Planta, y su demanda de energía.

El proceso se realiza en una planta industrial existente en la Provincia de Buenos Aires, Argentina, que fue puesta en servicio recientemente. Es una planta nueva, moderna y bien construida.

III.1) Breve descripción del proceso.

La producción de la Planta, malta cervecera a partir de granos de cebada, es del orden de las 250 Ton/día pudiendo llegar a 350 Ton/día, y se realiza en batches en los procesos de remojo, germinación (que se procesan en varias unidades), y el secado, que se procesa en una única unidad. Una ampliación prevista que implica una segunda línea de secado duplicará la capacidad de producción de la Planta.

a) Recepción y almacenamiento de la materia prima.

La materia prima, grano de cebada, es recibida en camiones y almacenada en silos en espera de su procesamiento.

b) Proceso de remojo.

Se realiza en tanques metálicos (acero inoxidable), en los que se carga una cantidad determinada de materia prima y agua, se lava con agua y aire impulsado por compresores a lóbulos (Roots). El remojo se realiza alternando ciclos de carga y descarga de agua, aireación, y evacuación de dióxido de carbono.

c) Germinación de la cebada.

La cebada remojada es transportada y cargada a las cajas de germinación. El manto es removido para evitar la aglomeración producida por la germinación, mientras es irrigado con solución de nutrientes, y se hace circular aire enfriado por el mismo en cantidades, tiempos y condiciones de procesos específicos y programados.

Existe un sistema de agua enfriada a 4°C por chillers a compresión tipo tornillo, con una capacidad instalada del orden de los 1500 TR (5.27 MW).

d) Secado de la malta verde.

El producto que se obtiene del proceso de germinación se denomina malta verde y es secado en un secador cilíndrico vertical de 33 m de diámetro, en el que la humedad inicial de la carga, del 43 % se reduce al 4% en un ciclo de secado de 18 a 20 horas. El manto de producto, de 80 cm de espesor, es atravesado por una corriente de aire caliente de 800 a 1,300 Ton/hora, que es tomado del ambiente exterior y calentado en forma indirecta hasta una temperatura programada no mayor de 85°C, a través de equipo que denominaremos "CAAE" (calentador de aire de

alta eficiencia). El calor se obtiene de los gases de combustión de 4 quemadores de gas natural, y es transferido al aire mediante un intercambiador de superficie.

El batch nominal del proceso de secado es de 300 Ton, y se cumple en 1 día, siendo su duración de unas 20/24 horas aproximadas que incluyen la carga, el ciclo de secado, enfriamiento, y la descarga. La planta opera 350 días por año.

El producto seco, posterior a un tratamiento final, es enviado a los silos de malta, como producto terminado.

III.2) Información necesaria para el estudio

La implementación de un sistema de cogeneración en una planta existente implica la modificación de su sistema de provisión de energía (fundamentalmente electricidad y calor) y en algunos casos accionamientos especiales, frío, gases comprimidos, etc. Esta modificación debe asegurar el suministro adecuado de las formas de energía demandadas por la Planta desde el punto de vista cuali y cuantitativo, incluyendo las utilizaciones previsibles por la existencia de planes de aumento de la producción, ampliaciones de capacidad, modernización o actualización tecnológica, etc.

El conocimiento de los aspectos cualitativos y cuantitativos de las formas de energía relevantes que la planta demanda (y las que demandará en el futuro) constituye el punto de partida del estudio de la viabilidad de implementación un sistema de cogeneración, y sus características específicas.

Los proyectos de cogeneración son fuertemente específicos y su elaboración es generalmente progresiva. Ciertos detalles que en un primer reconocimiento parecen no ser de relevancia pueden definir aspectos básicos del proyecto. Las soluciones más adecuadas para dos plantas que cumplen el mismo proceso productivo pueden diferir si difieren en su layout, tipo de combustible disponible, costos de los vectores energéticos importados, etc. La aplicación de "recetas" puede resolver problemas, pero alejado del concepto de excelencia que debe caracterizar un trabajo de Ingeniería.

III.3) Requerimientos energéticos de la Planta.

Para la operación del proceso que cumple la Planta se requieren:

Energía eléctrica para iluminación y accionamientos. Estos incluyen bombas hidráulicas, compresores, compresores de frío, ventiladores, sistemas de transporte y movimiento de materiales, y sistemas menores (mediciones, instrumentación y control, informática, comunicaciones, etc.).

Calor, para el proceso de secado de la malta, que se genera por combustión de gas natural. Otras demandas de calor como ser las de climatización en oficinas, etc. se consideran no relevantes.

Frío, para la regulación de los parámetros térmicos en los procesos de remojo y germinación. Se genera por compresión en equipos existentes a tornillo de elevada eficiencia.

III.3.1) DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA

La Planta no genera energía eléctrica ni mecánica para sus procesos. Importa electricidad en MT (13.2 kV) del sistema nacional a través de la Cooperativa Local, reduciéndola a BT (3 x 380 V, 50 Hz), en una subestación de transformación, con 2 módulos de 2 MW de capacidad cada uno, existiendo un sobredimensionamiento con relación a la carga actual (aprox. 2000 a 2500 kW promedio a producción nominal), que permite afrontar mayores demandas circunstanciales o algunas expansiones.

El consumo específico de energía eléctrica previsto del proceso es de 172 kWh/Ton de malta. Pero los consumos diarios y mensuales son mayores en las épocas cálidas debido al efecto combinado de un incremento de la producción de malta cuya demanda crece, y de la carga de frío para el proceso de germinación. Los datos de estos consumos han sido determinados con una frecuencia horaria y para 1 año, a partir de un programa de simulación de la Planta.

La conclusión que se obtiene de la lectura de la información suministrada por un programa de simulación de la operación de la planta, perteneciente al personal técnico de la misma, es que la carga eléctrica está fuertemente influenciada por la época del año, con consumos diarios del orden de 35 MWh/día en el periodo Otoño - Invierno, que se incrementan a cerca de 55 MWh/día en el periodo Primavera - Verano.

Se supone que una vez estabilizada y optimizada la operación de la planta, la producción podrá ser incrementada con un leve incremento de los consumos que

llegarían a 38 MWh/día en el período Otoño - Invierno y 58 MWh/día en el período Primavera - Verano, con un promedio anual de 48 MWh/día, o 2 MW.

Los valores de las cargas obtenidas por el programa de simulación evidencian una variación típica de la carga eléctrica durante las horas del día, y entre los días de baja y elevada carga del año, habiéndose comprobado una razonable coincidencia entre los valores pronosticados y las mediciones realizadas.

En consecuencia, se considera posible adoptar las cifras dadas en las planillas de la simulación anual, como valores orientativos de:

- a) Los consumos mensuales medios, de 1140 MWh/mes y 1740 MWh/mes
- b) El consumo anual, de 16,800 MWh/año, para 350 días de operación por año.
- d) La carga máxima de la Planta, del orden de 3500 kW
- c) Las variaciones de la carga durante las horas del día

El consumo anual medio se utiliza para la determinación del costo del suministro eléctrico en los cálculos económicos, mientras que la máxima tiene relación con la capacidad de producción eléctrica del sistema de cogeneración en el caso de operar como sistema aislado, o sea sin capacidad de intercambiar energía con la red del servicio público.

Para el presente caso, se ha decidido mantener la interconexión, lo que permite recibir faltantes de energía con relación a la generación eléctrica del sistema de cogeneración en caso de que los hubiera, recibir energía back-up en los casos de fallas del sistema de cogeneración, y absorber excedentes de generación que pudieran existir. Esta interconexión flexibiliza el sistema de cogeneración por lo que el equilibrio entre generación y demanda eléctrica deja de ser una preocupación para pasar a ser uno más de los factores de proyecto relativamente poco condicionados.

Se ha considerado de interés la utilización de los excedentes de generación eléctrica en alguna otra planta industrial del Grupo Empresarial, que tiene varias plantas remotas de elaboración de cerveza que importan energía eléctrica a costos similares a los que actualmente afronta la planta de producción de malta. A pesar de que el transporte de energía de una planta a otra mediante la

utilización de la red SADI (Sistema Argentino de Interconexión) y las redes de distribución es permitida por la ley 24065 (Marco Regulatorio Eléctrico), el pago de los peajes a los propietarios de las redes de transporte y distribución reduce el beneficio de la utilización de energía cogenerada, de costo inferior al del suministro eléctrico convencional.

El costo monómico promedio de la energía eléctrica comprada a la Cooperativa local de distribución eléctrica es de 58.94 \$/MWh, mientras que el costo marginal del Sistema Eléctrico Nacional en períodos de baja demanda llega a ser inferior a 25 \$/MWh.

III.3.2) DEMANDA DE CALOR DE LA PLANTA

Actualmente el gas natural distribuido es el único combustible utilizado, aunque existe la idea de agregar LPG (gas licuado de petróleo, o propano/butano), como combustible alternativo almacenable para su uso en períodos de restricción del suministro de gas natural a las industrias, para lo que se instalaría un tanque de almacenaje de 90 m³.

El LPG es un combustible considerablemente mas costoso que el gas natural distribuido, pero se trata de un combustible limpio, que puede ser utilizado realizando modificaciones mínimas de los quemadores existentes para compensar la diferencia entre los índices de Wöbbe de ambos combustibles. [Fushimi, A.(3) 1984]

De acuerdo a la información recibida del personal técnico de la planta, el consumo mensual de gas natural registrado es del orden de los 500,000 m³/mes, y las variaciones estacionales son escasas.

Según una información recibida posteriormente, el consumo total anual de gas natural de la Planta, es de 6,285,456 m³, que coincide razonablemente con los datos registrados (reales).

El combustible es utilizado solo para el calentamiento de aire de secado en el proceso productivo. No existe otro uso adicional de combustibles en el proceso productivo, por lo que las variaciones de la demanda, a ser estudiada en detalle, dependerán de las características técnicas y operativas del mencionado equipo.

El costo tarifa industrial del gas natural (suministro ininterrumpible) es de 0.7285 \$/m³, para un contenido energético de 9300 kcal/m³ (38.93 MJ/m³, o 10.81 kWh/m³) de poder calorífico superior, o 8400 kcal/m³ (35.16 MJ/m³, o 9.767 kWh/m³) de poder calorífico inferior (PCI).

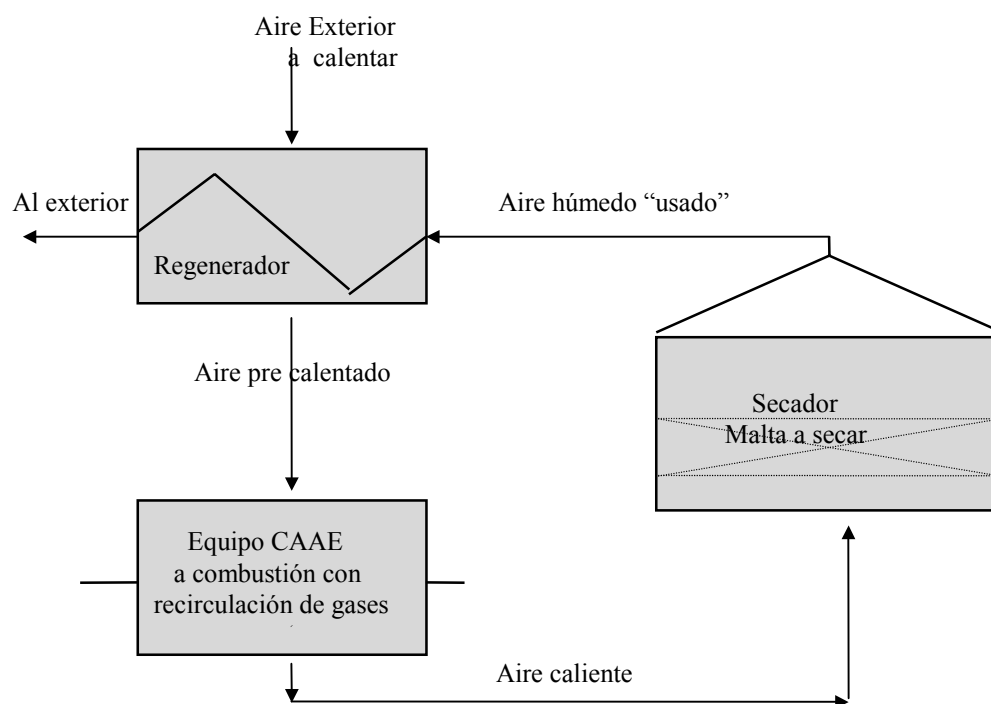
III.3.2.1) El calentador indirecto del aire de secado.

Figura III.1: Esquema del secador de malta.

El secado de la malta se realiza en un secador cilíndrico en el que se carga un batch de secado del orden de 300 Ton, en un manto de 80 cm de altura, el que es atravesado por una corriente de aire "once through" tomado del exterior y calentado a una temperatura no mayor de 85°C.

Un programador controla el caudal de aire actuando sobre la velocidad de los motores de los ventiladores impulsores, y la temperatura de entrada del aire actuando sobre los quemadores del equipo calentador indirecto gases de combustión/aire (CAAE). La humedad del producto se debe reducir al final del ciclo de secado al 4%.

El consumo específico nominal de calor del proceso, es de 450,000 kcal/Ton de malta (523.26 kWh/Ton), por lo que para un batch de 300 Ton la demanda de calor es de

$$450,000 \times 300 = 1.35 \times 10^8 \text{ kcal/Batch}$$

$$156.98 \text{ MWh/Batch}$$

Este valor es reducido y poco dependiente de las condiciones ambientales, debido a que, por un lado en épocas calurosas se requiere menor carga de calefacción lo que es en cierto modo compensado por el incremento de la producción de malta, y por el otro debido a que el

aire que ingresa al calentador es precalentado en un regenerador de superficie, mediante parte de la entalpía sensible y latente del aire que ha sido utilizado en el secador y debe ser evacuado del sistema. Este regenerador consiste en una batería de tubos de vidrio de 14,140 m² de superficie de transferencia. Sus dimensiones geométricas son:

longitud:	23.90 m
ancho:	3.10 m
altura:	8.40 m

Todo el equipo de toma, calentamiento e impulsión del aire de secado se encuentra ubicado en un edificio de unos 15 x 30 m de planta y 30 m de altura. El aire es tomado de la parte superior del mismo, precalentado en el regenerador y posteriormente en el equipo CAAE hasta la temperatura controlada por el programador del proceso, y posteriormente impulsada por dos ventiladores centrífugos accionados por motores de velocidad variable, controlados por el controlador de caudal, al secador de malta. A la salida del mismo, el aire es devuelto a la atmósfera previo paso por el regenerador como fluido caliente.

El calentador de aire (CAAE) es un equipo altamente elaborado, de elevada calidad tanto tecnológica como de ejecución, que deja muy poco o ningún espacio práctico para la introducción de mejoras al balance entálpico.

Sin embargo el aprovechamiento exergético del combustible en este equipo (referido a la cantidad de trabajo obtenido), es nulo, existiendo la posibilidad de reducir la degradación que produce de la energía, mediante la implementación de un sistema de cogeneración por topping.

El calentador de aire de elevada eficiencia (CAAE) se trata de un calentador indirecto con superficies de intercambio de acero inoxidable en las zonas de alta temperatura de los gases de combustión (700 a 200°C), y de vidrio en las zonas en las que la temperatura de los gases es inferior a unos 200°C, hasta la de salida al ventilador de recirculación de gases

Este sistema de recirculación de gases permite mantener una depresión en el lado de los gases de combustión, a la vez que asegura una adecuada velocidad de circulación para la transferencia de la cantidad de calor liberada por la combustión. Para las temperaturas que se mantienen en este equipo, la producción de los NOx es virtualmente nula.

Puesto que no existen elementos que permitan controlar el caudal del flujo de gases en circulación, el caudal (gases de combustión + gases de combustión recirculados)

será considerado constante. El caudal gravimétrico de gases producido por los quemadores será igual al saliente por las chimeneas.

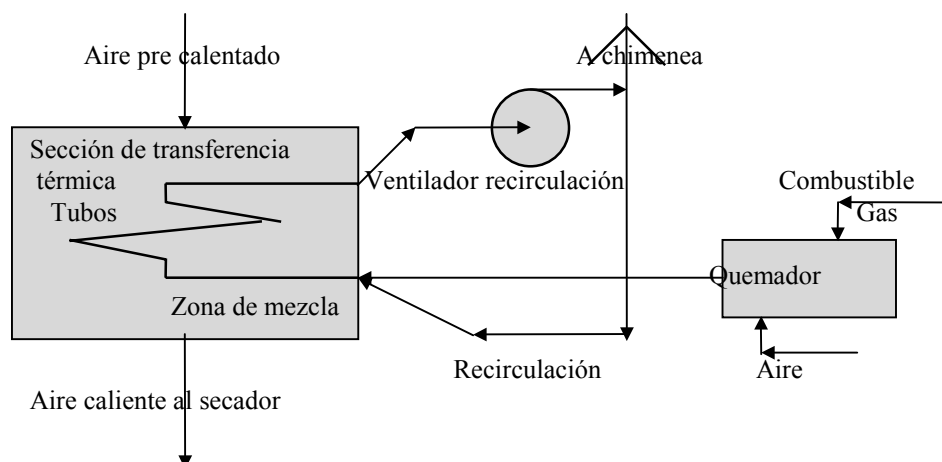


Figura III.2 Esquema del equipo CAAE

El equipo es de procedencia suiza, y los detalles técnicos son considerados confidenciales.

III.3.2.2) Cuantificación de la demanda de calor

Si bien se conoce el consumo nominal de combustible de la batería de 4 quemadores, de $4 \times 3850 = 15,400 \text{ kW} = 13.244 \times 10^6 \text{ kcal/hora} = 55.44 \times 10^6 \text{ kJ/h} = 1600 \text{ m}^3/\text{hora}$ de gas natural de aprox. 8400 kcal/m^3 de PCI (35.16 kJ/m^3 , 0.767 kWh/m^3), el consumo real dependerá de las condiciones de operación, que involucran a:

- Temperatura y humedad ambiente, como condiciones iniciales del calentamiento.
- Caudal de aire a calentar, según el programa de secado.
- Temperatura final del calentamiento del aire, según el programa de secado.
- Temperatura y humedad de salida del aire de secado, con la que ingresa al regenerador.
- Características del regenerador.

En consecuencia, la determinación por cálculos de la demanda térmica del equipo deberá ser hecho utilizando procedimientos que por su naturaleza son no exactos (cálculos de transferencia térmica), en función de variables aleatorias (factores climáticos) y de proceso (cantidad de malta a secar por batch y variables

programadas) y por integración a lo largo del tiempo de secado (también variable).

Se analizaron varios grupos de datos existentes de mediciones realizadas de los que se consideraron de interés los dos siguientes:

- 1) Mediciones de consumo de combustible del CAAE.
- 2) Medición de parámetros para la verificación del balance entálpico de la transferencia térmica.

1) Mediciones de consumo de combustible del CAAE.

El personal técnico de la planta realizó mediciones de caudales de consumo de gas natural del equipo CAAE en intervalos de 1 hora, siendo los resultados:

Hora	medición 1	Acumulado	Medición 2	Acumulado
	m ³ /h	m ³	m ³ /h	m ³
1	1057	1057	822	822
2	1107	2164	918	1740
3	1062	3226	1011	2751
4	1098	4324	1179	3930
5	1260	5584	1068	4998
6	1175	6759	1019	6017
7	1009	7768	1141	7158
8	1265	9033	979	8137
9	1152	10185	1181	9318
10	939	11124	912	10230
11	864	11988	1184	11414
12	1072	13060	824	12238
13	797	13857	1058	13296
14	953	14810	939	14235
15	1508	16318	897	15132
16	809	17127	739	15871
17	584	17711	630	16501
18	199	17910	589	17090

Tabla III.1: Mediciones de consumo de gas del equipo CAAE

Las mediciones se realizaron mediante el caudalímetro totalizador instalado en la planta de medición en el ingreso de la cañería de gas a la Planta.

El gráfico de caudales resultante es el mostrado en la Figura III.3 en el que la lectura es dificultada por la acción de la regulación de los quemadores.

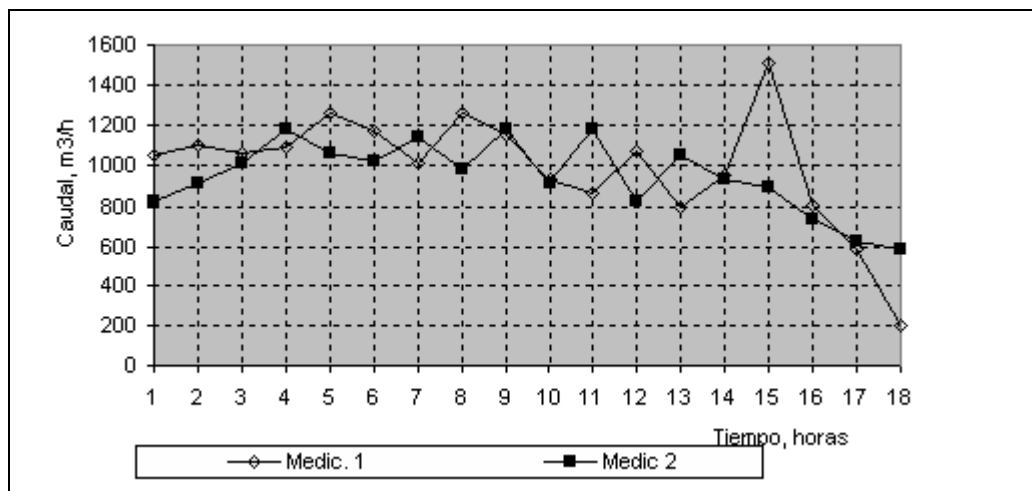


Figura III.3: Caudales instantáneos de consumo de combustible del CAEE

gráfico de los caudales integrados, o consumos de gas en m³ (Figura III.4) permite visualizar el caudal como la pendiente de las curvas, y el consumo total en un ciclo de secado.

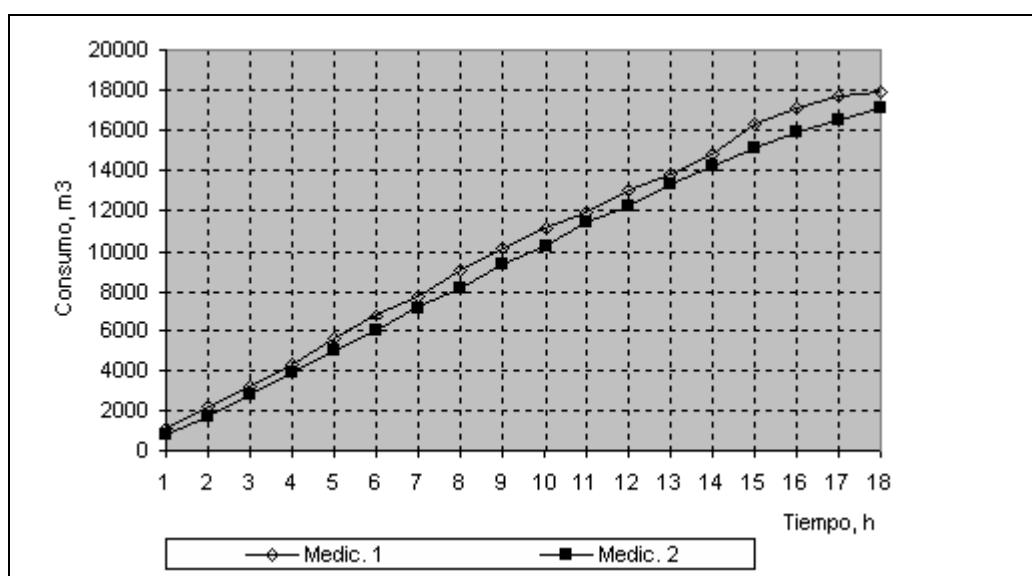


Figura III.4: Caudales integrados de consumo de gas natural del CAEE.

El caudal de consumo de gas aumenta hasta alcanzar un valor del orden de 1100 m³/h, manteniéndose constante durante unas 15 horas, para reducirse posteriormente. Los consumos de gas del ciclo de secado fueron de 17910 y 17090 m³ para las dos mediciones.

2) Medición de parámetros para el balance entálpico del equipo CAAE.

Las mediciones fueron realizadas en intervalos horarios, en varias corridas diarias de ciclos de secado, e incluyen los parámetros necesarios para el balance entálpico.

De todos estos parámetros, la temperatura de los gases en la cámara de combustión t_{ge} resulta imprecisa debido a que aquí se produce la mezcla entre los gases de recirculación, y los gases a mayor temperatura provenientes del quemador. Es evidente pues que el valor medido dependerá de la posición del sensor de temperatura, (en este caso una termo-resistencia Pt 100), y las condiciones operativas del equipo. En consecuencia, corresponde desestimar el valor medido, y determinar la temperatura "de entrada" de los gases a la sección de transferencia térmica del CAAE mediante el balance entálpico.

Mediciones de la corrida aceptada como representativa

Hora	$\dot{m}_a^{CAA E}$	$t_{ae}^{CAA E}$	$t_{as}^{CAA E}$	$t_{ge}^{CAA E}$	$t_{gs}^{CAA E}$
	kg/h	°C	°C	°C	°C
1	862260	22	29	400 *	30
2	1041900	22	46	380 *	42
3	1165730	24	53	390 *	48
4	1199430	24	55	350 *	44
5	1205380	24	55	360 *	46
6	1203310	25	60	410 *	50
7	1203225	25	60	420 *	54
8	1195345	26	60	400 *	52
9	1177625	26	60	380 *	50
10	1130360	26	60	400 *	50
11	1087035	26	60	360 *	50
12	1043715	26	60	360 *	50
13	1031900	26	60	380 *	50
14	999015	27	62	340 *	54
15	955395	37	69	400 *	64
16	925805	45	75	400 *	68
17	890445	53	82	420 *	78
18	864540	58	85	400 *	80
19	855345	65	85	400 *	86
20	831870	71	85	380 *	88

*:valores medidos descartados por no ser representativos.

Tabla III.2: Parámetros del ciclo típico del equipo CAAE.

Los valores descartados (temperatura de entrada de gases a la sección de transferencia térmica del CAAE), fueron reemplazados por los resultantes del balance entálpico como se explica en (c) mas adelante.

De las mediciones realizadas, se adoptó la considerada mas representativa de una corrida típica del proceso, y son las dadas en la tabla anterior. A partir de éstas se han confeccionado los gráficos y obtenido las conclusiones que se reseñan abajo.

a) **Temperaturas del aire de secado y gases de combustión.**
 En la Figura III.5 se han graficado las temperaturas de entrada y salida del aire de secado y la temperatura de salida de los gases de combustión a la chimenea del equipo CAEE. (valores medidos).

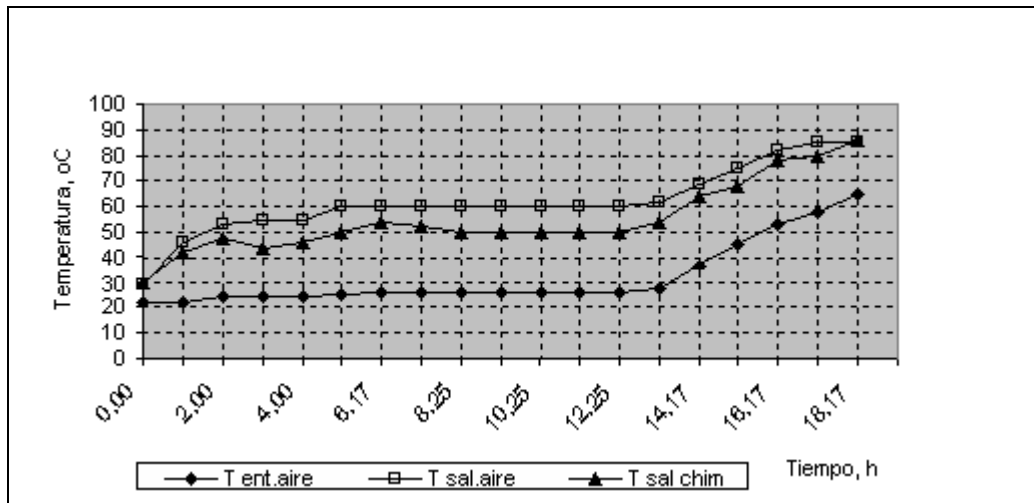


Figura III.5: Temperaturas medidas de entrada y salida de aire, y salida de gases.

b) **Caudal de aire y transferencia térmica (duty).**

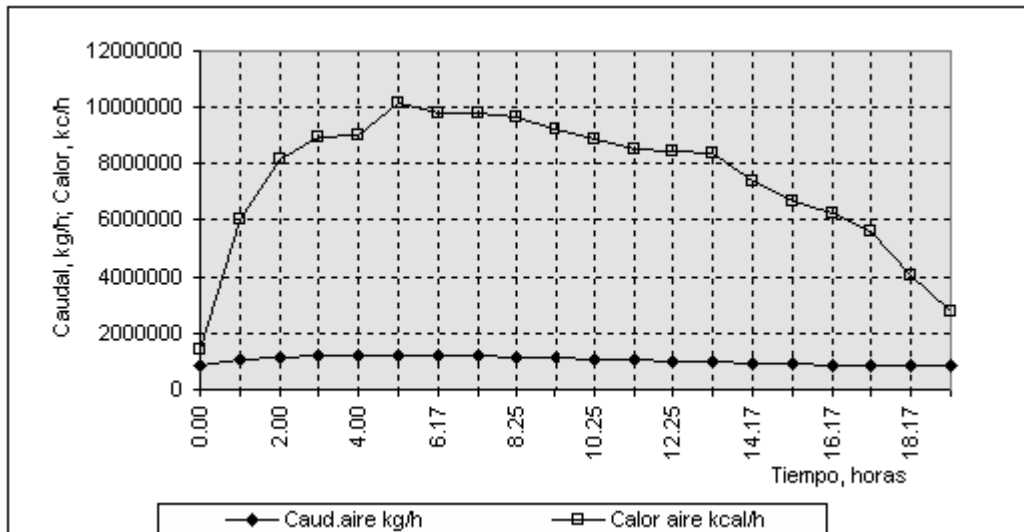


Figura III.6: Caudal y demanda calórica del aire de secado.

En la Figura III.6 se ha graficado el caudal de aire de secado y la cantidad de calor intercambiado (duty)

calculado como el calor recibido por el fluido frío (aire) en función del caudal y las diferencias de temperaturas, y adoptando un calor específico medio de $0.24 \text{ kcal/kg/}^\circ\text{C}$. ($1.005 \text{ kJ/kg/}^\circ\text{C}$).

c) **Temperatura de los gases a la entrada al CAAE.**

La temperatura de entrada de los gases a la sección de transferencia térmica del CAAE fue calculada según el siguiente procedimiento:

- 1) Se determinó la entalpía de los gases de combustión a la salida de la sección de transferencia térmica hacia la chimenea, en función de la temperatura medida, para una relación A/C gravimétrica = 17 mediante la ecuación de regresión de valores obtenidos con el programa "Gas1" confeccionado por el autor usando las correlaciones publicadas [Wilson, 1984].
- 2) A partir de la demanda de calor del aire, se calculó la variación de entalpía de los gases para suplir la mencionada demanda. El caudal de gases fue adoptado como el caudal de los 4 ventiladores de recirculación de gases, cuyo caudal se consideró constante.
- 3) La entalpía inicial de los gases de combustión, debe ser la suma de la variación de entalpía, y la entalpía residual de los gases que se exhaustan por la chimenea.
- 4) Con la entalpía de los gases y su composición se determinó su temperatura mediante una correlación obtenida por regresión de valores del programa "Gas1"

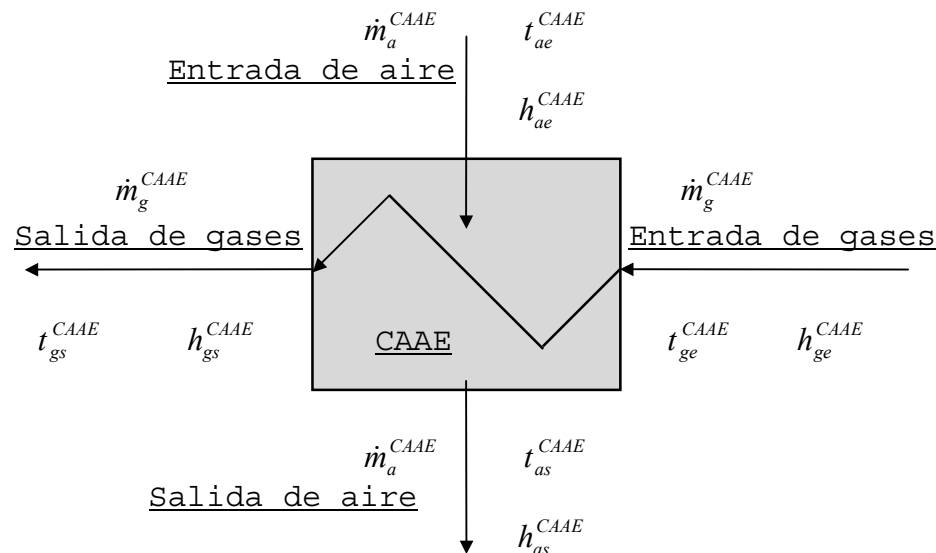


Figura III.7: Parámetros del balance entálpico del CAAE

Las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

El calor recibido por el aire en el CAAE es:

$$(h_{as}^{CAAE} - h_{ae}^{CAAE}) \cdot \dot{m}_a^{CAAE} = 0.24 \cdot \dot{m}_a^{CAAE} \cdot (t_{as}^{CAAE} - t_{ae}^{CAAE}) = \dot{Q}_a^{CAAE} \quad [III.1]$$

La entalpía específica de los gases a la salida de los mismos a la chimenea se calculó en función de las temperaturas medidas mediante la correlación, obtenida por regresión de las tablas de [Keenan et al, 1980], en el rango de temperaturas de aplicación para el caso.

$$h_{gs}^{CAAE} = 1.59 \cdot 10^{-5} \cdot (t_{gs}^{CAAE})^2 + 0.242978 \cdot t_{gs}^{CAAE} \quad [III.2]$$

La entalpía específica de los gases a la entrada a la sección de transferencia térmica del CAAE será:

$$h_{ge}^{CAAE} = h_{gs}^{CAAE} + \frac{\dot{Q}_a^{CAAE}}{\dot{m}_g^{CAAE}} \quad [III.3]$$

La correlación entalpía-temperatura de los gases de combustión del equipo, con un exceso de aire del 20%, en el rango de temperaturas de esta corriente es, según la correlación, obtenida por regresión de las tablas de [Keenan et al, 1980], en el rango de temperaturas de aplicación para el caso:

$$h_{ge}^{CAAE} = 3.41 \cdot 10^{-5} \cdot (t_{ge}^{CAAE})^2 + 0.248358 \cdot t_{ge}^{CAAE} + 1 \cdot 10^{-14} \quad [III.4]$$

de donde puede despejarse la temperatura de entrada de los gases al CAAE.

Los valores calculados de temperatura de entrada al CAAE se dan en el gráfico siguiente.

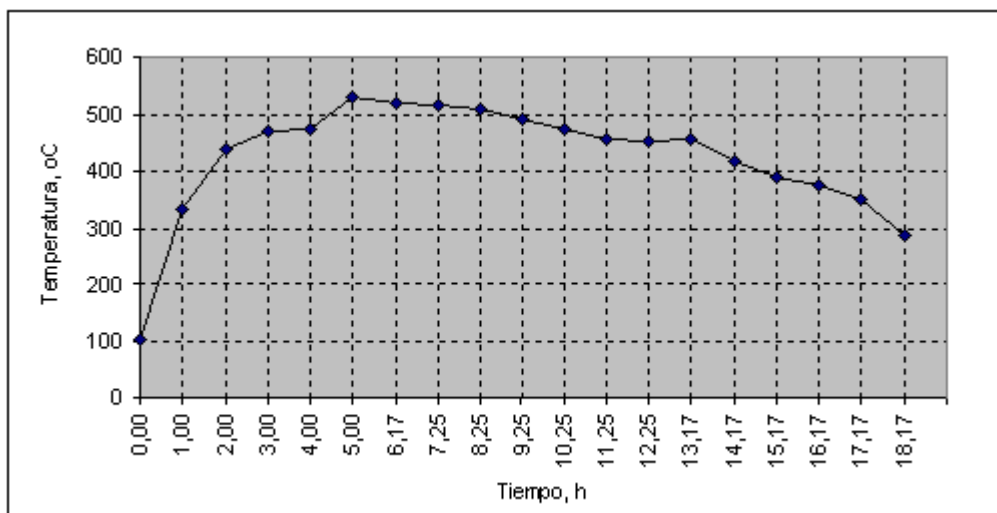


Figura III.8: Temperatura de entrada de gases al CAAE

La mayor temperatura de los gases antes de comenzar la transferencia térmica encontrada en este caso de 540°C, bastante menor que el valor máximo del equipo, de 700°C.

d) **Poder calorífico "efectivo" del combustible**

El poder calorífico del gas natural a los fines tarifarios es:

$$\begin{aligned} \text{PCS} &= 9300 \text{ Kcal/m}^3 \quad (38.93 \text{ MJ/m}^3 = 10.81 \text{ kWh/m}^3) \\ \text{PCI} &= 8400 \text{ Kcal/m}^3 \quad (35.16 \text{ MJ/m}^3 = 9.767 \text{ kWh/m}^3) \end{aligned}$$

Puesto que el equipo enfría los gases hasta una temperatura de unos 45 a 85°C, se produce una condensación parcial del vapor de agua de los gases de combustión, por lo que el poder calorífico que debe asignarse a esta aplicación, estará comprendida entre el PCI y el PCS.

La cantidad total de calor demandado por el aire en el ciclo típico de secado resultó de:

$$1.49 \times 10^8 \text{ kcal} \quad (6.24 \times 10^8 \text{ kJ} = 173.3 \text{ MWh})$$

y el caudal de gas natural de 9300 kcal/m³ (38.93 MJ/m³) que típicamente consume el ciclo es de 17100 m³

El valor efectivo del poder calorífico del combustible se definirá como la relación entre la demanda térmica del aire en el CAAE, y el caudal de consumo de gas natural de 9300 kcal/m³ (38.93 MJ/m³) ambos integrados a lo largo del ciclo completo de secado.

Puesto que ambos factores son reales (medidos), al utilizar el poder calorífico efectivo, la consideración del rendimiento térmico del CAAE ha quedado incluido.

Su valor resulta de 8731 kcal/m³ (36.55 MJ/m³ = 10.15 kWh/m³), considerándose aceptable adoptar el valor 8700 kcal/m³ (36.42 MJ/m³ = 10.12 kWh/m³) como "poder calorífico efectivo" del combustible para fines prácticos. O sea para correlacionar la demanda térmica del calentamiento del aire de secado en un ciclo con la cantidad necesaria de combustible en el equipo existente.

Las demandas de calor y temperaturas de entrada de los gases calientes al equipo CAAE mostradas en las figuras III.6 y III.7 a lo largo del período de secado, se adoptan como representativas de un proceso promedio que se repite diariamente durante todo el año. Esta hipótesis simplificativa se basa en la observación de que los consumos de combustible del equipo no varían significativamente de una estación a otra del año.

III.3.2.3) Conclusiones. Caso 1 secador.

El análisis precedente permite concluir que es admisible adoptar la demanda calórica del aire de secado resultante de los valores medidos de temperaturas y caudales de aire, y la temperatura de entrada calculada de los gases, como se describió anteriormente.

La demanda de calor del aire de secado es variable, dependiendo fundamentalmente de la temperatura y humedad ambiente a lo largo del período de tiempo de un ciclo de secado. Su valor permite determinar el consumo de combustible mediante el poder calorífico "efectivo" definido.

Se adopta como perfil típico de la demanda de calor el representado en la Figura III.6, siendo:

Demanda máxima media: 4.186×10^7 kJ/h (11.63 MW)
Demanda térmica 1 ciclo: 6.279×10^8 kJ (174.4 MWh)
Demanda térmica media: 3.14×10^7 kcal/h (8.72 MW)

En cuanto a capacidad instalada en el equipo CAAE es:

Capac.máx.quemadores: 5.526×10^7 kJ/h (15.4 MW)

III.3.2.4) Caso 2 secadores

Puesto que el proyecto de la Planta Industrial contempla la ampliación futura de la misma duplicando su capacidad de producción con una línea de secado gemela a la existente, es necesario analizar como se modificará la demanda térmica en tal caso.

Evidentemente la demanda térmica total y la demanda media se duplicarán, no así la demanda máxima que dependerá del desfase entre ambos ciclos.

En las siguientes figuras, se muestran las curvas de demandas de calor de dos secadores, con defasajes de 4, 6, 8, 10, 12, y 14 horas entre ambos.

Para un desfase de 4 horas entre ambos ciclos de secado (Figura III.8) se producen picos de demanda elevados, de 1.93×10^7 kcal/h (8.08×10^7 kJ/h = 22.48 MW) aunque proporcionalmente menores con relación al valor medio que cuando opera 1 solo secador. Desaparecen los períodos de demanda térmica nula siendo el mínimo de 1.45×10^6 kcal/h. (6.07×10^6 kJ/h = 1.69 MW).

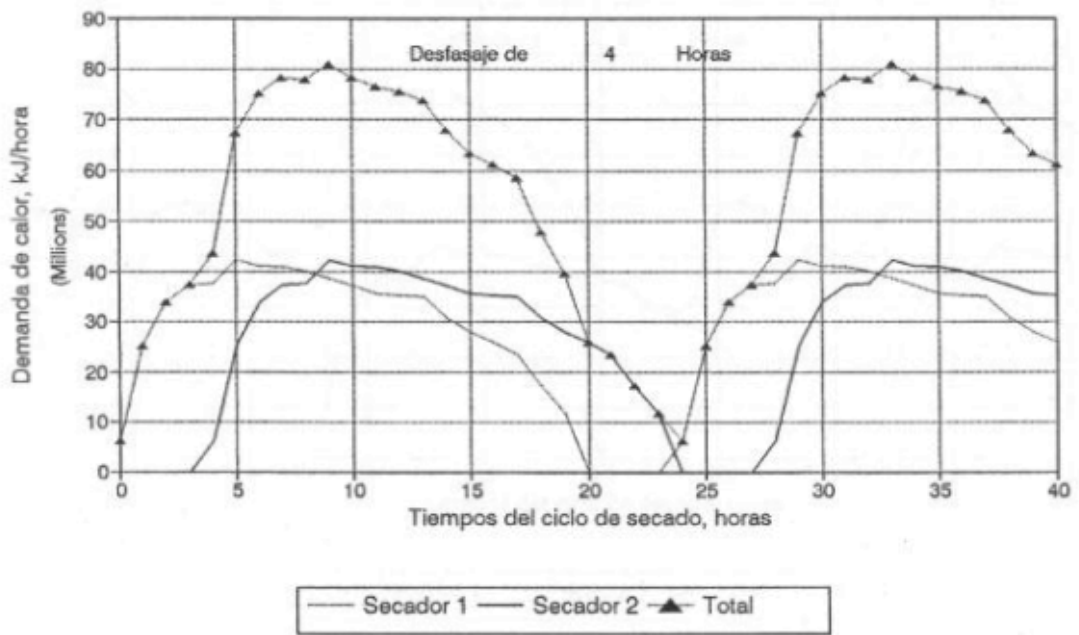


Figura III.9: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 4 horas.

Aumentando el desfase entre ciclos de secado a 6 horas, (Figura III.10) se reduce el pico máximo a 7.786×10^7 kJ/hora. (21.65 MW) y aumenta el mínimo a 2.32×10^7 kJ/h (6.45 MW).

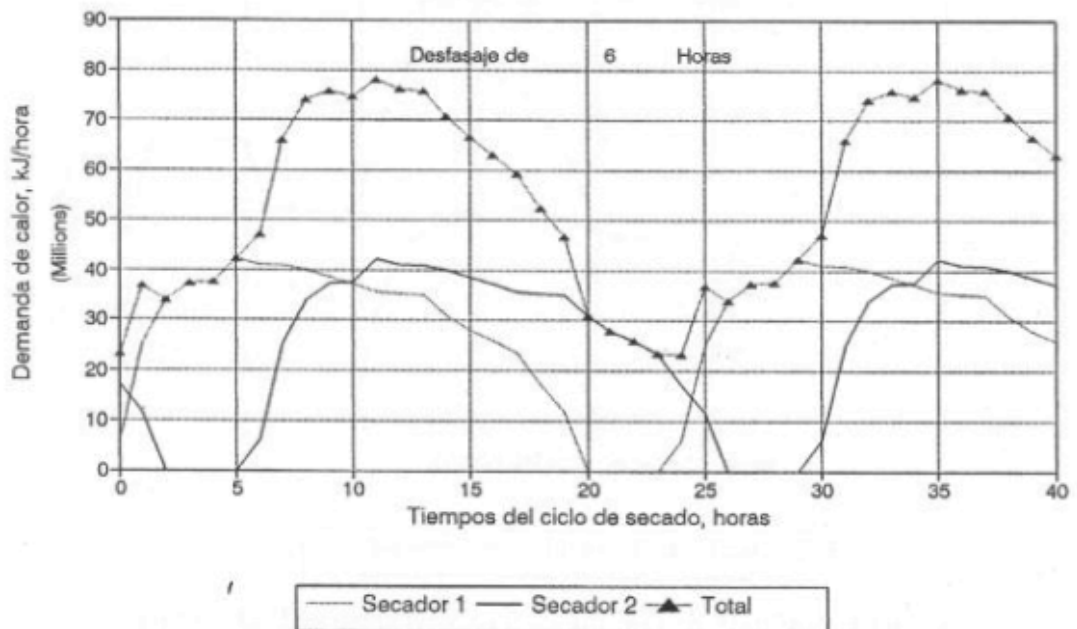


Figura III.10: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 6 horas.

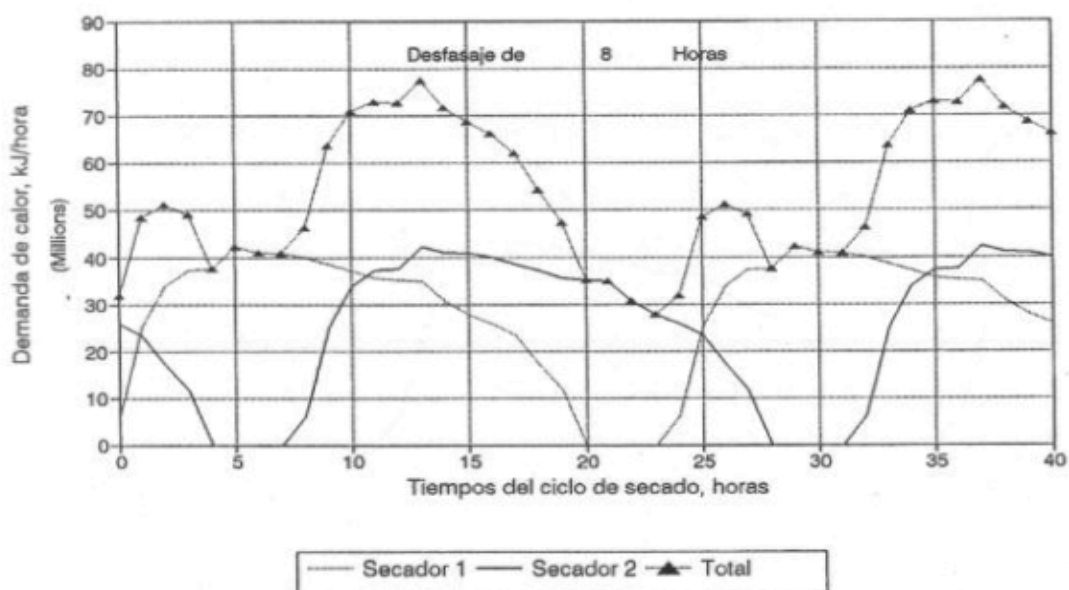


Figura III.11: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 8 horas.

Aumentando aun mas el desfase a 8 horas (Figura III.10), la situación mejora insensiblemente, reduciéndose la demanda máxima a 7.74×10^7 kJ/h. (21.5 MW). Aparece un nuevo pico de demanda aunque de amplitud menor que el anterior. La mínima resulta de 2.79×10^7 kJ/h (7.76 MW).

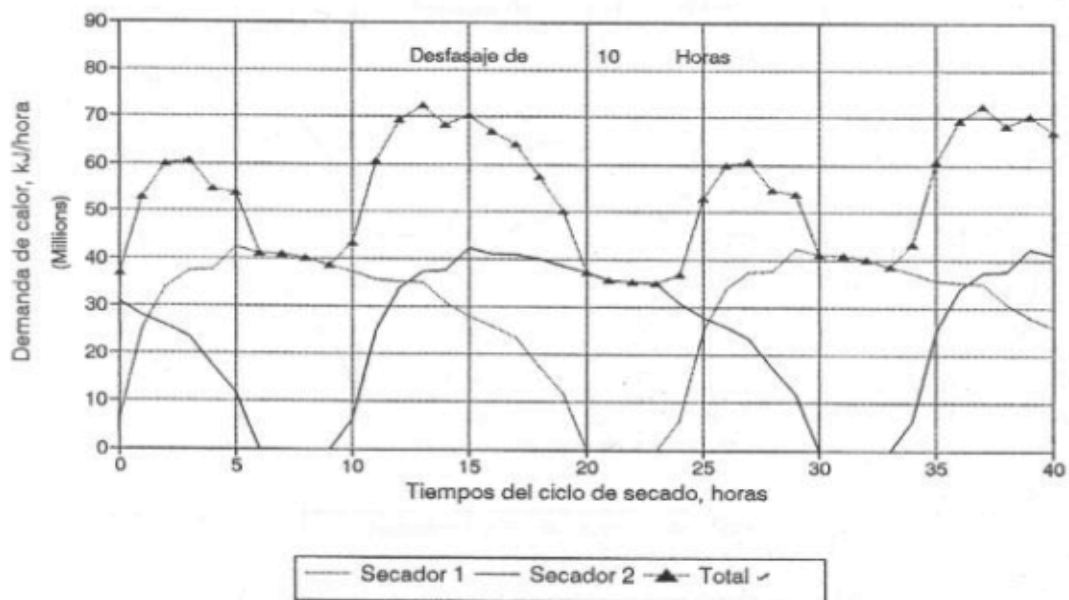


Figura III.12: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 10 horas.

Para un desfase de 10 horas (Figura III.11) se observa un crecimiento del pico menor de demanda, y una reducción del pico mayor a 7.24×10^7 kJ/hora. (20.12 MW), siendo el mínimo de 3.51×10^7 kJ/hora (9.76 MW).

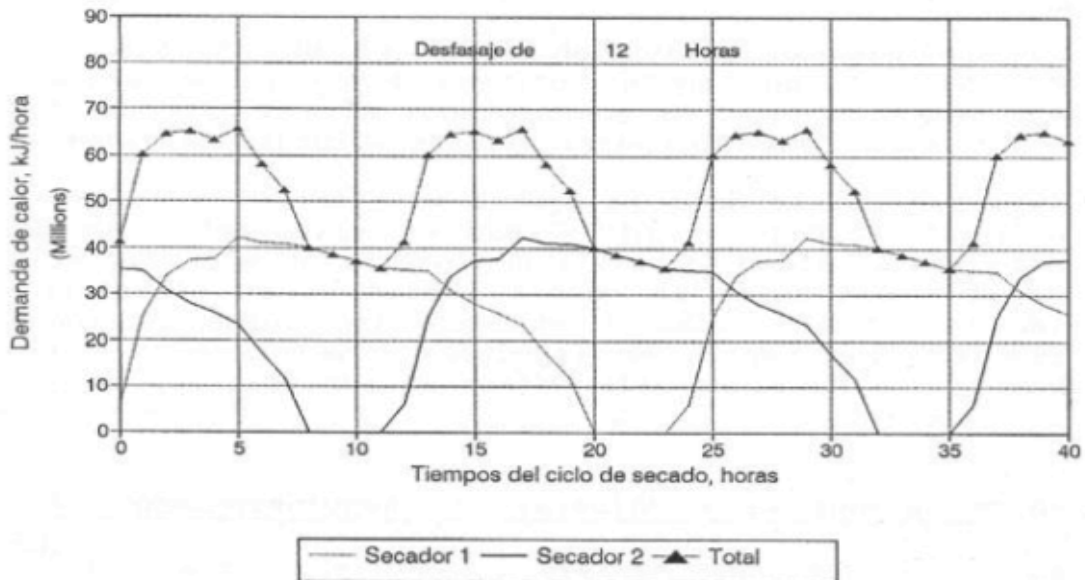


Figura III.13: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 12 horas.

Cuando el desfase llega a 12 horas (Figura III.12), los picos se han igualado, reduciéndose su magnitud a 6.57×10^7 kJ/hora. (18.26 MW). El mínimo es de 3.56×10^7 kJ/hora (9.91 MW).

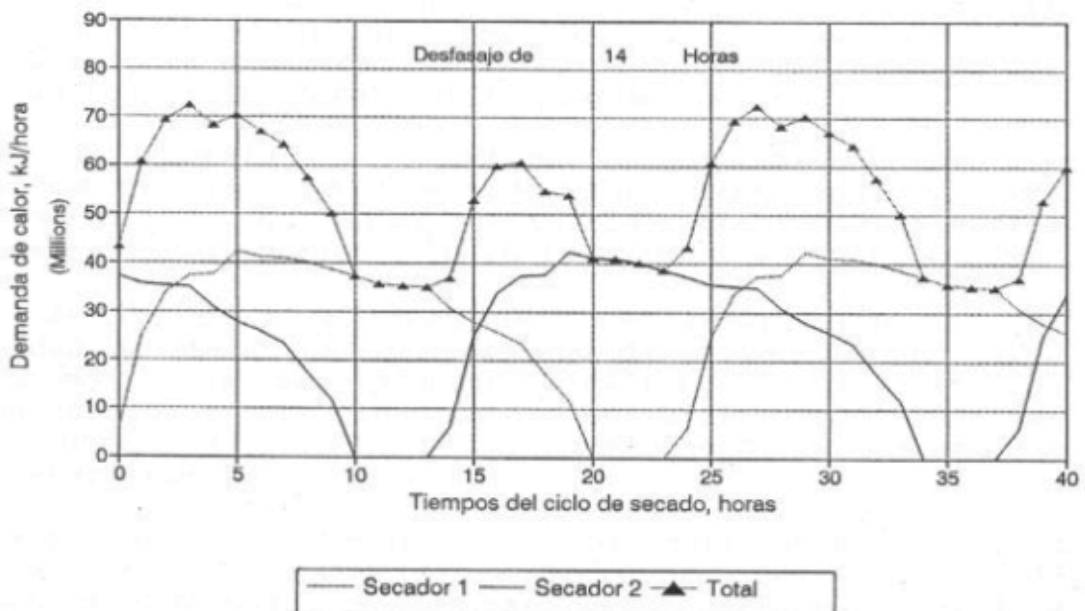


Figura III.14: Demanda térmica 2 secadores con desfase de 14 horas.

Para un desfase de 14 horas (Figura III.12) se observa que los picos menores anteriores pasan a ser los mayores y viceversa, aumentando el máximo a 7.24×10^7 kJ/h (20.12 MW) y disminuyendo el mínimo a 3.51×10^7 kJ/h (9.76 MW).

La comparación de la serie de curvas muestra que el desfase de 12 horas resulta óptima, no solo por la simetría, sino por la reducción de la demanda máxima que determina las capacidades del sistema de suministro.

En caso de no existir desfase el pico máximo sería el doble del valor máximo de cada ciclo, o sea 8.372×10^7 kJ/h (23.26 MW), que se reduce a 6.57×10^7 kJ/h (18.26 MW) para un desfase de 12 horas. Siendo el valor medio de la demanda de calor del aire de 5.15×10^7 kJ/h (14.3 MW) aparece como criterio adicional de diseño del sistema, procurar que presente su máxima eficiencia en el entorno de estos valores.

III.4) Consideraciones con relación a la generación de frío

La optimización de un sub-sistema energético de una planta industrial no debe circunscribirse al agregado de una instalación de cogeneración en función de las demandas existentes de los vectores energéticos usados. Como todo sistema, debe tenerse una visión integral de la misma en la que la planta de cogeneración es solo una de las unidades.

La generación de frío puede realizarse utilizando energía eléctrica en unidades de compresión, o energía térmica en unidades de absorción, por lo que frecuentemente se prestan para modificar la relación entre las demandas de ambas formas de energía de la planta.

La planta cuenta con 3 unidades de compresión a tornillo de 500 TR (1.77 MW), equipado con un motor de 405 kW, 2975 rpm cada uno. Opera con refrigerante R-717, y enfría agua en circulación a 4 °C en la corriente de suministro.

Un chiller de este tipo puede ser reemplazado por una unidad de absorción agua-bromuro de litio, lo que en un sistema industrial permite modificar la relación de demandas de electricidad/calor, posibilidad que puede ser de interés si la industria cuenta con un sistema de cogeneración.

Pero, siendo la relación entre los coeficientes de efecto frigorífico de las unidades de compresión moderna y de absorción de una y dos etapas para condiciones similares de temperatura del agua enfriada y de condensación, del orden de:

$$\frac{(COP)_{compres}}{(COP)_{absorc}} \approx 6 \text{ a } 7 \quad \text{para absorción de 1 etapa}$$

$$\frac{(COP)_{compres}}{(COP)_{absorc}} \approx 3.5 \text{ a } 4.5 \quad \text{para absorción de 2 etapas}$$

queda claro que la máquina de absorción disponible en plaza es desde el punto de vista de las cantidades de energía, como mínimo 3.5 veces mas ineficiente que una máquina de compresión moderna, lo que se profundiza por el mayor consumo energético de los auxiliares de la máquina de absorción y la eficiencia del generador de vapor.

Si bien esta comparación se refiere a cantidades de energía de diferentes "calidades" (Segundo Principio), desde el punto de vista práctico interesan más las consideraciones comerciales o de costo que los conceptos termodinámicos de "calidad". Una máquina de absorción de 2 etapas será energéticamente mas barata de operar, si el costo de la electricidad es mayor que el del combustible en base a su poder calorífico, en una relación de 3.5 (o la cifra que se obtenga al considerar detalladamente cada caso específico). Esto en general no sucede actualmente en las condiciones en que se desenvuelve la industria, por lo que raramente una máquina de absorción puede reemplazar ventajosamente a una de compresión moderna, si el calor debe ser generado en una caldera convencional "monopropósito".

Si por el contrario, el calor proviene de una instalación de cogeneración y existe un excedente de calor que debe ser eliminado mediante algún mecanismo de flexibilización, el costo de oportunidad que puede ser asignado a este excedente es nulo, por lo que la adopción de la máquina de absorción que haga uso del mismo será en general conveniente.

Pero en la aplicación que se presenta en este estudio tal situación no existe, como se verá en el Capítulo siguiente, por lo que no existe la conveniencia económica de reemplazar las máquinas de compresión existentes, que por ser nuevas se encuentran en perfecto estado y operan satisfactoriamente.

En consecuencia, se desiste del reemplazo de las unidades de compresión por unidades equivalentes de absorción por carecer dicha sustitución de sentido técnico y económico.

CAPÍTULO IV

Esquema "tradicional" del sistema de cogeneración industrial

Introducción. Definición del esquema "tradicional" del sistema de cogeneración.

En el caso de los sistemas de cogeneración existe una enorme cantidad de variantes que no pueden ser juzgadas independientemente del contexto en el que se aplican. Ello debe ser hecho fundamentalmente por los resultados que en cada caso se obtienen, los que dependen de la adecuación de cada alternativa a cada caso específico.

Esto no implica la necesidad de analizar todas las alternativas posibles para posteriormente plantear la comparación entre todas ellas. En efecto, la aplicación de criterios termodinámicos, empíricos, prácticos, etc. permite una primera selección con la que se excluyen un grupo de alternativas, reduciendo el número de casos en los que se debe concentrar la atención.

La fente de energía primaria de un sistema industrial de cogeneración es usualmente un combustible, pero también existen instalaciones de cogeneración basado en energía nuclear [Gupta, 1985], solar [Krause y Ney, 1985], geotérmica, y renovables en general, [Basu, y Cogger, 1985].

En cuanto a la planta motriz, puede tratarse de un motor térmico convencional de combustión externa o interna, rotativo o alternativo (turbina de vapor o de gas, motores de ciclo Otto o Diesel), o una combinación entre ellos, pero también no convencionales como el motor Stirling [Tönsing, 1995], o el *fuel cell* (o celda de combustible), [Taylor, y Fellner, 1985] ambos actualmente en desarrollo con buenas perspectivas.

La concepción básica de un sistema de cogeneración queda en general definida con la adopción de los tres aspectos descriptos: la fuente primaria de energía, la planta motriz, y el vector calórico a utilizar.

Una definición más precisa del sistema de cogeneración requiere la selección de la configuración general del sistema, del tipo, tamaño, número y características de las unidades motrices y complementarias, los parámetros de suministro y retorno de los vectores calóricos adoptados, y la definición de los subsistemas necesarios.

Esto se debe realizar mediante la aplicación de criterios termodinámicos, empíricos, prácticos, etc. generales, el conocimiento de las demandas a satisfacer (estudiadas en el capítulo anterior), y el resto de las condiciones de

contorno como ser las posibilidades de interacción con la red del servicio público de suministro eléctrico, la disponibilidad de combustibles adecuados, las tarifas y regímenes tarifarios (del combustible y la electricidad), las cuestiones legales, regulatorias, financieras, empresariales, etc.

Actualmente, el sistema de cogeneración con turbina de gas o motor alternativo de combustión interna y caldera de recuperación para vapor de agua, constituye el sistema básico de más frecuente aplicación en la industria, junto con los antiguos sistemas con turbogrupos de vapor. Por esta razón, llamaremos genéricamente "tradicionales" a estos sistemas. De entre estos, se podrá seleccionar el esquema conceptual más adecuado para la aplicación, y a continuación su análisis.

En el presente Capítulo, se seleccionará y analizará el esquema "tradicional" de cogeneración más adecuado al caso que nos ocupa. Este primer estudio, además de constituir una solución de referencia, puede permitir detectar elementos de juicio que revelen características específicas en el contexto, sobre las que puedan construirse soluciones "dedicadas" o "específicas" más convenientes. Precisamente uno de los objetivos del presente trabajo, es enfatizar la necesidad de la búsqueda de las mejores soluciones en los problemas de la Ingeniería, trascendiendo la mera aplicación de conceptos o esquemas tradicionales.

Adicionalmente, se intenta mostrar la metodología de la selección de los parámetros más adecuados de un sistema o equipo mediante la confección y utilización de programas simples escritos en planilla de cálculo.

IV.1) Selección del esquema conceptual tradicional al presente caso.

Actualmente el calor necesario es suministrado por la combustión de gas natural en el equipo CAAE cuyo balance exergético es, como se comprende, muy desfavorable.

El agregado de un sistema de cogeneración permite mejorar este balance racionalizando el uso del recurso disponible, no existiendo objeciones a la adopción del gas natural como fuente primaria para el sistema.

Selección de la planta motriz.

El desarrollo de la turbina de gas, presenta actualmente una evolución notable permitiendo ser utilizada como unidad de topping en ciclos combinados con eficiencias brutas del 55% [Maslak et al, 1996] y con perspectivas de alcanzar el 60% en ciclos combinados para fines de la presente década [Chase et al, 1996].

Esto se debe a que el factor exergético del fluido intermediario, definido por la relación entre su exergía y su energía específicas [Blok, 1991], que calculado para el estado correspondiente al comienzo de la expansión de una turbina de gas resulta del orden del 70%. Este valor es muy superior al correspondiente a una turbina de vapor, del orden del 40% para vapor supercrítico de 240 Bara, sobrecalentado a 535°C.

En el largo plazo, [E. Tönsing, 1995] considera como una actual oportunidad para el RD&D (*Research, Development and Demonstration*), el desarrollo de los motores Stirling mejorados y las celdas de combustible cuyo éxito puede llegar a producir el desplazamiento de las plantas motrices actuales en sistemas de cogeneración.

Según [R. Hofer, 1993], los valores típicos de rangos de potencia eléctrica, el rendimiento de la generación eléctrica, y el costo específico de la planta de cogeneración con plantas motrices rotativas actuales y en el mediano plazo son:

Tabla IV.1: Rangos de rendimientos y costos específicos de plantas de cogeneración (Hofer, 1993)

	Potencia MW	Rendim.Electric	Cos ECU/kW
Turbina de vapor	5 a 100	0.2 a 0.3	700 a 1500
Turbina de gas	1 a 150	0.22 a 0.34	400 a 1200
Ciclo combinado	20 a 200	0.34 a 0.45	450 a 900

El coeficiente de suministro de energía S_k (*Power supply Coefficient*), relación entre producción de electricidad y calor, como se definió en el Capítulo II), puede ser también definido como relación entre las demandas o utilización de los mismos vectores energéticos, en cuyo caso lo identificaremos como S_{ku} , y da un primer criterio empírico orientativo preliminar de selección de la máquina térmica, siendo sus valores los que se dan en la tabla IV.2 [Hann, 1986]

Tabla IV.2: Valores típicos de S_k [Hann, 1986]

Tipo de planta de cogeneración	Val. típicos S_k
Sistemas con turbinas de vapor	0.1 a 0.21
Turbinas de gas de baja eficiencia	0.3 a 0.45
Turbinas de gas con caldera de recup.	0.45 a 0.6
Motor a gas con calentamiento de agua	0.70 a 0.80
Motor diesel con calentamiento de agua	0.80 a 1.0
Planta modular con motor a gas	1.3 a 1.5
Planta modular con motor diesel	2.1 a 2.3

En un sistema ideal de cogeneración por topping en la que $S_{ku} = S_k$ sin que operen los mecanismos de

flexibilización, la eficiencia marginal de la generación eléctrica es del 100%, lo que constituye un criterio termodinámico de selección.

Dada la naturaleza aleatoria de las demandas energéticas, los sistemas reales están dotados de mecanismos de flexibilización cuyo efecto secundario es la degradación de la eficiencia del sistema.

Según se determinó en el Capítulo III, la demanda energética de la Planta tiene las siguientes características:

Tabla IV.3: Demandas energéticas de la Planta

Demanda:	1 línea	2 líneas
Eléctrica media, (MW)	2.4	3.9
Eléctrica máxima media, (MW)	3.4	5.5
Térmica media, (MW)	8.72	14.3
Térmica ,máxima media, (MW)	11.63	18.26
Sku para demandas medias	0.28	0.27
Sku para demandas máximas medias	0.29	0.30

Cuando sucede que:

$$S_k = S_{ku}$$

la producción de electricidad y calor de la planta de cogeneración estará en la misma relación que las demandas (utilizaciones) y si el sistema está adecuadamente dimensionado, operará en condiciones óptimas.

Observando la tabla de valores orientativos obtenidos del trabajo de V.Hann, y utilizando demandas medias a los efectos de la tipificación de la planta, se concluye que:

- a) Si se propusiera para nuestro caso un sistema con turbina de vapor, $S_k < S_{ku}$, sucederá lo siguiente: Si satisface la demanda eléctrica, producirá calor en exceso a la demanda térmica, por lo que deberá ser del tipo de condensación y extracción, actuando el condensador como elemento de flexibilización.
- b) Si en cambio se pensara en un sistema con turbina de gas, $S_k > S_{ku}$, y contrariamente al caso anterior, producirá calor en defecto a lo necesario, el que debe ser producido con la combustión suplementaria o postcombustión.
- c) En el caso anterior, es posible recurrir a un turbogruppo de gas de mayor tamaño que permita satisfacer la demanda térmica sin combustión suplementaria, si existieran aplicaciones convenientes para el excedente de energía eléctrica

- d) Los sistemas con motores alternativos a gas o Diesel tienen valores de S_k considerablemente mayores que S_{ku} .

En el presente caso, se ha asumido que el grupo empresario propietario de la planta tiene otras plantas industriales que importan energía eléctrica de la red del servicio público, y que el régimen nacional de acceso abierto a las redes de transporte y distribución vigente en el País desde 1992 (Ley 24 065) posibilita el transporte de excedentes de energía pagando el servicio al transportista por peaje. En virtud de ello, la preocupación por el problema $S_k > S_{ku}$ queda sustancialmente aliviada. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que el beneficio de sustituir compras de electricidad por energía cogenerada de bajo costo se reduce en el caso de los excedentes por el pago de peajes en que debe incurrir, por lo que resulta conveniente que este excedente sea moderado.

Siendo las demandas térmicas medias calculadas de 8.72 MW para 1 línea de producción, y de 14.3 MW para 2 líneas, si se seleccionan motores alternativos para el sistema de cogeneración, la potencia eléctrica total de éstos deberá ser de unos 8 MW para 1 línea, y un 60% más cuando la planta sea ampliada a 2 líneas, o sea más del triple de lo necesario. Si se realiza el ajuste por el lado de la potencia eléctrica, habrá un déficit considerable de calor que deberá ser cubierto por energía no cogenerada, perdiéndose proporcionalmente el concepto de cogeneración del sistema.

El vector calórico usual que producen los sistemas de cogeneración con motores alternativos es agua caliente o vapor de baja presión. Ambos menos adecuados que el vapor de mayor presión que puede generar una caldera de recuperación de una turbina de gas, debido a su menor capacidad de transporte y transferencia de calor.

La reducción de la superficie de transferencia de calor al aire de secado en el CAAE se considera de fundamental importancia para no ocasionar aumentos inadmisibles de las pérdidas de carga del lado aire, para lo que se requiere disponer de vapor de elevada temperatura, aunque esto signifique reducir la eficiencia de la caldera de recuperación, y un aumento consecuente del S_k del sistema de cogeneración.

Por otra parte, la confiabilidad y disponibilidad de las máquinas rotativas es sustancialmente mayor que el de las alternativas. Se han reportado valores de 99% de disponibilidad para plantas de cogeneración con turbinas de gas. [R.MacKay, 1983], valores inalcanzables si se trataran de plantas basadas en motores alternativos.

Para el tamaño de las unidades de la presente aplicación, los costos específicos (costo de la instalación por KW eléctrico) basados en turbina de gas y en motores alternativos son comparables.

Existen pues múltiples razones que hacen preferible la turbina de gas al motor alternativo de combustión interna. En consecuencia, se define como esquema tradicional para el presente caso, de acuerdo a la selección basada en criterios que se describieron arriba, al sistema de cogeneración:

- a) con turbogruppo de gas destinado a generar energía eléctrica en cantidades a determinar.
- b) el calor de los gases de escape se recupera en un HRSG en la forma de vapor ligeramente sobrecalentado, para su transporte y utilización en el calentamiento de aire en la planta de secado.
- c) el calentamiento del aire de secado de la malta deberá hacerse en una batería de tubos aletados vapor/aire que será complementada por el equipo CAAE. Ambos equipos estarán en serie en la dirección del flujo de aire.

El diagrama del esquema propuesto se muestra en la fig IV.4 siguiente.

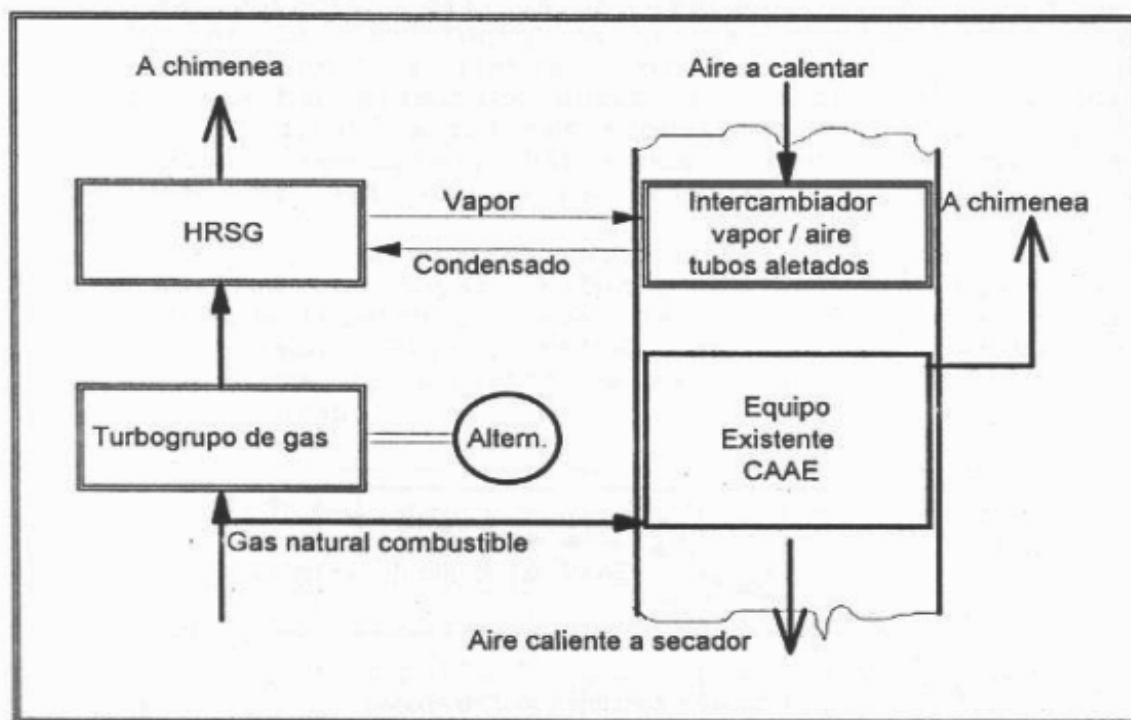


Figura IV.1: Diagrama del esquema propuesto

El calor cogenerado suministrará la mayor parte de la carga térmica del calentamiento del aire y el resto por el equipo CAAE que continuará siendo controlado por el programador de temperatura mientras éste opere. Cuando la demanda térmica sea inferior a la capacidad del sistema de vapor, el programador de temperatura deberá actuar sobre su capacidad a través de la modulación del caudal de vapor al intercambiador vapor/aire. El sensor de presión del vapor del HRSG actuará sobre el *diverter* que permite derivar parte de los gases de escape de la turbina a la chimenea reduciendo el caudal de producción de vapor.

IV.2) Análisis del sistema tradicional

El esquema conceptual anteriormente definido puede ser implementado con diferentes turbogrupos de gas existentes en el mercado. Estos equipos, contrariamente a lo que sucede con las turbinas de vapor, no se construyen a pedido sino que deben ser seleccionados de entre los existentes disponibles en el mercado.

La evolución tecnológica que han experimentado las turbinas de gas, se manifiesta no solo por una mejora de su eficiencia, sino también por un aumento de la temperatura de los gases de escape, lo que posibilita una mejor recuperación del calor residual. Los progresos logrados en la tecnología de los materiales, y de la refrigeración de los álabes y partes sometidas a altas temperaturas han permitido aumentar las temperaturas del ciclo de la turbina a valores superiores a 1300 oC en las unidades más recientes, habiéndose logrado eficiencias superiores al 40% en ciclo abierto. [G. Organowski, 1990].

Si se analiza con mayor profundidad las características de la demanda térmica a través de la demanda térmica del aire de secado (Figura III.6) de la que deriva la siguiente curva de duración de la carga a través de un ciclo de 20 horas:

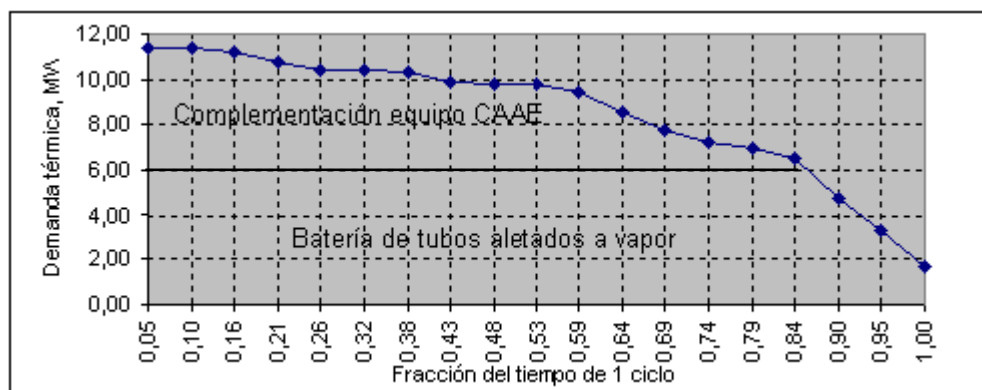


Figura IV.1: Duración de la carga térmica del equipo CAAE
Se observa que, fijando como capacidad de suministro de calor del sistema de cogeneración, en el orden de los 6 MW, éste operará a su carga nominal complementado con combustión en el equipo CAAE durante aproximadamente el 85% del tiempo del ciclo de secado, debiendo operar el mecanismo de regulación eliminando calor excedente durante el 15% del tiempo restante. Si se desea reducir más éste último tiempo, la curva muestra la necesidad de una disminución más pronunciada de la capacidad de suministro de calor y consecuentemente un aumento considerable de la carga que deberá complementar el equipo CAAE. (o sea la porción no cogenerada).

Para la presente aplicación se seleccionaron 9 modelos de turbogrupos con potencias de entre 3000 y 6000 kW, (es posible agregar otras que se consideren de interés) cuyas características son:

Tabla IV.4: Características de turbogrupos considerados

Identificación	Poten	Cons.Esp.	Rendim	Gases	Tgases
Turbogrupo	kW	kc/kWh	%	kg/s	°C
Allison 501 KB5	3693	3028.2	28.40	15.69	532.8
Allison 570 K	4589	3089.1	27.84	18.96	562.8
Allison 571 K	5588	2683.3	32.05	20.05	533.3
Solar Centaur	3130	3261.3	26.37	17.81	448.9
Centaur Type H	3880	3073.6	27.98	17.74	515.6
Centaur Taurus	4370	3111.4	27.64	20.79	498.9
MAN GHH THM1205	5600	3583.3	24.00	34.60	498.0
EGT Typhoon M	4743	2875.3	29.91	19.50	519.0
EGT Tornado	6031	2915.3	29.50	27.90	480.0

Estos datos corresponden a las unidades operando con gas natural en condiciones ISO.

IV.2.1) Análisis de la caldera de recuperación (o HRSRG).

El diseño de una caldera de recuperación se reduce al de los paquetes de transferencia térmica de la misma, siempre que se hayan determinado los parámetros necesarios para ello, lo que se realiza en el “diseño básico”, conocido también como “determinación del perfil de temperaturas”. Este perfil generalmente se presenta en un gráfico cartesiano en el que en abcisas se representan los flujos térmicos intercambiados integrados en el sentido de circulación de los gases, y en ordenadas las temperaturas de ambos fluidos.

En lo que sigue, se considerará el diseño básico de un HRSRG de tres paquetes de transferencia térmica:

Sobrecalentador (SH1)
Vaporizador (VAP1)

Economizador (ECO1)

Denominaciones:

t_{ged}^{SH1} , t_{gsd}^{SH1} : Temperatura de entrada, salida de gases al y del sobrecalentador 1 en condiciones de diseño, °C.

t_{ged}^{VAP1} , t_{gsd}^{VAP1} : Temperatura de entrada, salida de gases al y del vaporizador 1 en condiciones de diseño, °C.

t_{ged}^{ECO1} , t_{gsd}^{ECO1} : Temperatura de entrada, salida de gases al y del economizador 1 en condiciones de diseño, °C.

h_{ged}^{SH1} , h_{gsd}^{SH1} : Entalpía específica de los gases a la entrada, salida al y del sobrecalentador 1 en condiciones de diseño, °C.

h_{ged}^{VAP1} , h_{gsd}^{VAP1} : Entalpía específica de los gases a la entrada, salida al y del vaporizador 1 en condiciones de diseño, °C.

h_{ged}^{ECO1} , h_{gsd}^{ECO1} : Entalpía específica de los gases a la entrada, salida al y del economizador 1 en condiciones de diseño, °C.

$h_g = f(t_g)$ $t_g = \varphi(h_g)$: Entalpía específica de los gases como función de su temperatura, temperatura como función de la entalpía, kJ/kg, °C.

\dot{m}_{gd}^{SH1} : Caudal de gases en el sobrecalentador 1 en las condiciones de diseño, kg/s

\dot{m}_{vd}^{SH1} : Caudal de vapor en el sobrecalentador 1 en las condiciones de diseño, kg/s.

p_{vsd}^{SH1} : Presión del vapor sobrecalentado en condiciones de diseño, en el sobrecalentador 1, Bara.

t_{vd}^{SH1} : Temperatura del vapor sobrecalentado en condiciones de diseño en el sobrecalentador 1, °C.

h_{vsd}^{SH1} : Entalpía específica del vapor a la salida del sobrecalentador 1 en condiciones de diseño, kJ/kg.

Δp_{vd}^{SH1} : Pérdida de carga del vapor en el sobrecalentador 1 en condiciones de diseño, Bara.

h_{vsat}^{VAP1} : Entalpía del vapor saturado a la presión del vaporizador 1, kJ/kg

t_{vsat}^{VAP1} : Temperatura de saturación del vapor en el vaporizador 1 a su correspondiente presión, °C.

\dot{m}_{vd}^{VAP1} : Caudal de vapor producido por el vaporizador 1 en las condiciones de diseño, kg/s.

h_{lsat}^{VAP1} : Entalpía del líquido saturado en el vaporizador 1, kJ/kg.

$(h_{vsat}^{VAP1} - h_{lsat}^{VAP1})$: Entalpía específica de vaporización en el vaporizador 1, kJ/kg.

$Pinch_d^{VAP1}$: *Pinch point* de diseño, en vaporizador 1, °C.

$Appr_d^{VAP1}$: *Approach point* de diseño, en vaporizador 1, °C.

$\Delta \dot{m}_a^{VAP1}$: Caudal de purgas en el domo del vaporizador 1 referido al caudal de vaporización, (%/100).

Δh_{appr}^{ECO1} : Entalpía del *approach*, o diferencia entre la entalpía del líquido saturado en el vaporizador 1 y la del líquido a la salida del economizador 1.

t_{aed}^{ECO1} : Temperatura de entrada de agua de alimentación al economizador 1, °C, en condiciones de diseño,

h_{aed}^{ECO1} : Entalpía específica de entrada de agua de alimentación al economizador 1, (diseño), °C.

\dot{m}_{ad}^{ECO1} : Caudal de diseño del agua de alimentación al economizador 1, kg/s.

$\Delta \dot{q}_g^{SH1}$: Pérdidas de calor en la sección del sobrecalentador 1, (%/100).

$\Delta \dot{q}_g^{VAP1}$: Pérdidas de calor en la sección del vaporizador 1, (%/100).

$\Delta \dot{q}_g^{ECO1}$: Pérdidas de calor en la sección del economizador 1, (%/100).

Frecuentemente se considera:

$$\Delta \dot{q}_g^{SH1} = \Delta \dot{q}_g^{VAP1} = \Delta \dot{q}_g^{ECO1} = \Delta \dot{q}_g$$

Para los cálculos de diseño básico se consideran las siguientes demandas de flujo calórico al fluido caliente (gases de combustión):

a) En el sobrecalentador 1:

$$(h_{vsd}^{SH1} - h_{ved}^{SH1}) \times \dot{m}_{vd}^{SH1} \times (1 + \Delta q_g^{SH1})$$

con:

$$h_{ved}^{SH1} = h_{vsat}^{VAP1}$$

función de la presión del vapor en el vaporizador 1:

$$p_{vds}^{SH1} - \Delta p_{vd}^{SH1}$$

b) En el vaporizador 1:

$$(\dot{m}_{ad}^{ECO1} \times \Delta h_{appr}^{ECO1}) + \dot{m}_{vd}^{VAP1} \times (h_{vsat}^{VAP1} - h_{lsat}^{VAP1})$$

con:

$$\dot{m}_{vd}^{SH1} = \dot{m}_{vd}^{VAP1}$$

y:

$$\dot{m}_{ad}^{ECO1} = \dot{m}_{vds}^{VAP1} \times (1 + \Delta \dot{m}_a^{VAP1})$$

c) En el economizador 1:

$$\dot{m}_{ad}^{ECO1} \times (h_{asd}^{ECO1} - h_{aed}^{ECO1})$$

con:

$$h_{asd}^{ECO1} = h_{lsat}^{VAP1} - \Delta h_{appr}^{ECO1}$$

Estas demandas de flujos térmicos determinan la cascada de entalpías y temperaturas del fluido caliente (gases de combustión) mediante las funciones.

$$h_g = f(t_g) \quad \text{y} \quad t_g = \varphi(h_g):$$

Pero para su determinación es necesario conocer el caudal de vapor a producir, lo que está limitado termodinámicamente por la imposibilidad de transferir calor desde un fluido a otro de temperatura mayor, circunstancia denominada "temperature cross" (cruzamiento de temperaturas) debiendo en la práctica mantenerse un valor mínimo de la diferencia mínima de temperaturas entre ambos fluidos. Este valor es conocido como "Pinch point", y se define como la diferencia entre la temperatura de salida de gases del vaporizador y la temperatura de saturación del vapor de la misma sección.

El "Approach point" es la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor en el vaporizador, y la temperatura de salida del agua de alimentación del economizador previo. Es un margen de seguridad para evitar la vaporización del agua en el economizador, no solo en condiciones de diseño sino en cualquier otra circunstancia operativa previsible, (condición "off design"), y constituye el fenómeno conocido como "steaming in the economizer" que se trata de evitar por dificultar la circulación del líquido.

Valores reducidos de *pinch* y *approach points* aumentan el caudal de vapor obtenible, pero requieren conductancias globales (K.A) mayores de los correspondientes paquetes de transferencia térmica, y consecuentemente mayores costos del equipamiento.

[Ganapathy, 1991] indica los siguientes valores de *pinch* y *approach points* para HRSG de gases de escape de turbinas de gas en función de las características del vaporizador.⊗(Tab. IV.5)

Tabla IV.5: Valores típicos de puntos Pinch a Approach, [Ganapathy, 1991]

Tipo de tubos	Pinch point, °C		Approach point, °C
	Lisos	Aletados	
Temperatura de entrada de gases, °C			
650 a 980	70 a 85	17 a 33	22 a 39
400 a 650	45 a 70	6 a 17	6 a 22

Estos valores son orientativos para el diseño básico del HRSG, y en el modo "unfired".

Programa de diseño básico de un HRSG.

Con las ecuaciones indicadas arriba se confeccionó un programa para un HRSG de tres paquetes de transferencia: SH + VAP + ECO para gases de escape típico de turbinas de gas.

La función

$$h_g = f(t_g)$$

fue definida regresión cuadrática a partir de corridas del programa GAS1, confeccionado en base a los datos de [Wilson, 1984]. Esto permite obtener con facilidad la correlación:

$$t_g = \varphi(h_g)$$

Las propiedades del vapor saturado y sobrecalentado son obtenidos del programa VAPOR000, que utiliza las correlaciones de [Gonzalez Pozo, 1986], y del [ASME, 1967].

Los resultados de este programa fueron evaluados con relación a los valores reportados por la bibliografía considerados mas autoritativos: las tablas de vapor de [Keenan, Keyes, Hill y Moore, 1969] y las de [Babcock y Wilcox, 1972], a efecto de determinar los errores que el programa puede introducir por este concepto en el rango presiones y temperaturas de interés.

En la evaluación se compararon los valores de entalpía del vapor saturado y sobrecalentado en el rango usual de presiones y temperaturas de aplicación de calderas de recuperación. (de 74 a 1600 psia, 5.5 a 110 Bara, 0.55 a 11 MPa) y temperaturas desde saturación hasta 1100 °F (593 °C). Las diferencias encontradas fueron menores del 0.08%.

A efecto de determinar las diferencias entre los valores dados por las fuentes mencionadas, se utilizaron las unidades inglesas para minimizar las conversiones de unidades. En el caso del programa Vapor000, los valores de entalpía se expresan en kJ/kg, por lo que se realizó la modificación correspondiente para la obtención de los valores tabulados. De la evaluación de los resultados surgieron las siguientes conclusiones:

- a) Los valores dados por Keenan, Keyes, Hill y Moore no coinciden con los de Babcock y Wilcox, aunque las diferencias son pequeñas.
- b) La magnitud de las diferencias encontradas entre los valores pronosticados por el programa y las referencias anteriores confirman la validez de los valores dados por el programa en el rango examinado.

El programa opera con las especificaciones de:

<i>Pinch point:</i>	$Pinch_d^{VAP1}$
<i>Approach point:</i>	$Appr_d^{VAP1}$
Purgas de caldera:	$\Delta \dot{m}_a^{VAP1}$
Presión del vapor:	p_{vsd}^{SH1}
Temperatura del vapor:	t_{vd}^{SH1}
Pérdida de carga:	Δp_{vd}^{SH1}
Caudal de gases:	\dot{m}_{gd}^{SH1}
Temperatura gases:	t_{ged}^{VAP1}
Temp. agua alimentación:	t_{aed}^{ECO1}
Pérdidas de calor:	$\Delta \dot{q}_g$

y determina el caudal de vapor producido por el HRSG y todos los demás datos intermedios. Alternativamente, mediante el cálculo “backwards” (opción “solver”) es posible, especificando el caudal de vapor a generar, determinar alguno de los parámetros arriba listados de interés. En todos los casos, el programa traza el perfil de temperaturas del aparato.

Este programa, por su simplicidad conceptual, puede ser fácilmente modificado o ampliado para el análisis de aparatos más complejos, habiendo llegado a abarcar generadores de vapor de ciclos combinados de 13 paquetes de transferencia térmica sin mayores problemas.

El programa confeccionado para el presente caso fue corrido para los turbogrupos listados en (IV.2), para las siguientes condiciones iguales para todos los casos:

$Pinch_d^{VAP1}$	10 oC
$Appr_d^{VAP1}$	10 oC
$\Delta\dot{m}_a^{VAP1}$	2%
P_{vsd}^{SH1}	11 Bara
t_{vd}^{SH1}	250 oC
Δp_{vd}^{SH1}	1 Bara
\dot{m}_{gd}^{SH1}	Según TG
t_{ged}^{VAP1}	Según TG
t_{aed}^{ECO1}	105 oC
$\Delta\dot{q}_g$	1.0%

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla siguiente:

Tabla IV.6: Caudal y calor recuperado en el HRSG

Turbogruppo	Cdl.vap kg/h	Calor útil recuperado, kW			
		SH	VAP	ECO	Total
Allison 501 KB5	9410	407.9	5300.3	844.4	6552.6
Allison 570 K	12440	539.2	7006.5	1116.2	8661.9
Allison 571 K	12045	522.1	6783.8	1080.8	8386.6
Solar Centaur	7910	342.8	4454.9	709.7	5507.4
Centaur Type H	10070	436.5	5671.7	903.6	7011.8
Centaur Taurus	11156	483.5	6282.8	1000.9	7767.2
MAN GHH THM1205	18508	802.2	10423.6	1660.6	12886.4
EGT Typhoon M	11194	485.1	6304.1	1004.3	7793.6
EGT Tornado	14148	613.2	7967.8	1269.4	9850.4

Es interesante observar que con el turbogrupo GHH THM1205 de 5600 KW de potencia eléctrica, es posible producir 18508 kg/hora de vapor, aproximadamente un 50% mas que con el turbogrupo de potencia similar Allison 571 K de 5588 KW (12045 kg/hora)

Esto sucede por la diferencia entre las presiones y temperaturas de los gases de escape de los turbogrupos:

Turbogrupo:	Caudal de gases	Temperatura gases
GHH THM 1205	34.60 kg/s	498 °C
Allison 571 K	20.05 kg/s	533 °C

siendo el primero una unidad antigua, mientras que la segunda, sin ser de última tecnología, es más moderna.

El perfil de temperaturas, para el turbogrupo EGT Typhoon de 4743 KW (ISO), en el que se ha supuesto una reducción típica de 3 oC por pérdidas de calor en los conductos previos al HRSG, se muestra en la Figura IV.2.

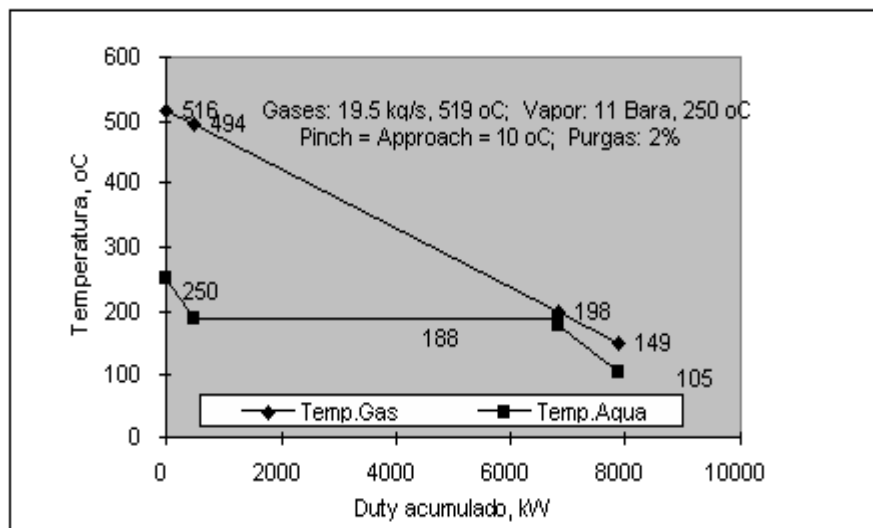


Figura IV.2: Perfil de temperaturas del HRSG para turbogrupo EGT Typhoon

La temperatura del agua de alimentación de caldera (BFW) ha sido fijada en 105 oC, típico de un desgasificador térmico de baja temperatura. El vapor a producir será de 11 Bara, 250 oC, produciéndose la vaporización a 12 Bara, 188 oC. El fluido caliente en la batería vapor/aire será vapor saturado de 10 Bara en proceso de condensación. Pero se ha optado por incorporar un sobrecalentamiento en el HRSG a 250 oC debido a que existe un diferencial de temperaturas considerable como puede verse en la Figura IV.2 que puede ser aprovechado, pero limitado al valor indicado para no aumentar excesivamente las pérdidas de carga posterior en la línea de vapor por el aumento del volumen específico. Este sobrecalentamiento permite evitar la condensación en la línea de transporte con lo

que es posible adoptar elevadas velocidades de escurrimiento, y aumentar ligeramente la disponibilidad de vapor saturado mediante la utilización del calor de sobrecalentamiento remanente a su ingreso a la batería. (efecto desobrecalentamiento).

A efecto de reducir las superficies de intercambio a agregar, no se ha considerado el subenfriamiento del condensado, utilizándose el calor del condensado para producir por *flash*, (evaporación por descompresión) el vapor necesario para el desgasificador térmico.

Por esta razón se ha considerado como calor útil la suma de lo recuperado por el vaporizador y el sobrecalentador del HRSG que es lo que idealmente se transfiere al aire de secado. La pérdida de calor a través de la aislación térmica de la línea de vapor se evalúa preliminarmente en 20 kW, que representa menos del 0.4% del calor transportado, por lo que puede ser despreciado.

La recuperación total en el HRSG incluye también al "duty" del economizador, asignado al sistema para el calentamiento del *make-up* y del desgasificador térmico.

Siendo:

Presión de condensación del vapor:	10 Bara
Entalpía del líquido saturado:	759 kJ/kg
Presión del condensado al desgasificador:	1.25 Bara
Entalpía del condensado al desgasificador:	440 kJ/kg
Entalpía del vapor <i>flash</i> :	2685 kJ/kg
Purgas en el HRSG y pérdidas a reponer:	10%
Entalpía del agua <i>make-up</i> .	83.7 kJ/kg

resultará para cada kg de vapor generado por el HRSG y utilizado en el calentamiento de aire:

Cantidad de condensado de 10 Bara, saturado:	1.000 kg
Cantidad de vapor <i>flash</i> disponible, 1.25 Bara:	0.142 kg
Cantidad de condensado 1.25 Bara, saturado:	0.858 kg
Cantidad de vapor flash necesario teórico:	0.017 kg
Cantidad de vapor flash excedente:	0.125 kg

que queda disponible para ser condensado en alguna aplicación útil, o disipado en caso que esto no fuera posible.

IV.2.2) Análisis del intercambiador vapor/aire.

Existe en el edificio en el que se encuentra instalado el sistema de calentamiento e impulsión del aire de secado, suficiente lugar para instalar una batería de tubos

aletados para realizar la transferencia de calor del vapor al aire.

El vapor sobrecalentado procedente del HRSG (caldera de recuperación) se desobrecalienta mediante el condensado generado en la batería para reducir la misma a una única sección de condensación, o sea sin desobrecalentamiento y sin subenfriamiento del condensado.

El mérito de un elevado coeficiente pelicular del vapor en condensación, del orden de 6000 kcal/m²/h/oC se pierde debido al bajo coeficiente pelicular del aire, del orden de 70 kcal/m²/h/oC para el caso base analizado, lo que puede ser mejorado mediante la adopción de superficies extendidas (tubos aletados). Sin embargo, dado que por requerimientos sanitarios el aparato debe tener todas las superficies en contacto con el aire de acero inoxidable, material de muy baja conductividad térmica, es esperable prever dificultades para lograr eficiencias de aletado deseablemente elevadas.

Dado el espacio disponible en el conducto de aire en el edificio, el equipo puede ser instalado transversalmente, ocupando una sección de 23900 x 3100 mm. por lo que se ha adoptado la configuración consistente en 2 hileras de tubos aletados de 3100 mm de longitud, con un paso del 105% del diámetro exterior del aletado. Las superficies en contacto con el aire son de acero inoxidable tipo AISI 304L. Los tubos adoptados son de 2" Schedule 5S (60.3 x 1.65 mm) debido a razones estructurales y de costo (no requieren apoyos intermedios).

IV.2.2.1) El programa CALVAP

Para el análisis de este intercambiador se confeccionó un programa denominado CALVAP (Calefactor a Vapor) que facilita la tarea permitiendo evaluar los efectos de las diferentes variables que pueden ser manipuladas en la búsqueda de mejores soluciones.

El programa CALVAP.WB1 fue escrito en planilla de cálculo Quattro para Windows versión 5.0 y contiene las ecuaciones convencionales simplificadas de transferencia térmica en una batería de tubos aletados de una o mas hileras calentado por vapor en condensación con las siguientes hojas vinculadas:

- 1) Resumen: Se utiliza para introducir los datos geométricos y variables operativas de interés para el estudio, obteniéndose las performances del equipo.

- 2) Intercamb.: Procesa la información introducida para el equipo definido, y devuelve los resultados de interés a la hoja Resumen.
- 3) Prop.Agua: Determina los parámetros termofísicos del agua (condensado del vapor) según las variables que requiere el programa.
- 4) Prop.Aire: Determina los parámetros termofísicos del aire (aire a calentar) para las variables definidas por el programa.
- 5) Efi.Ale: Determina la eficiencia del aletado para las variables definidas por el programa, devolviéndolo al mismo.
- 6) TG: Informa las características de los turbogrupos de gas incluidos en la planilla de datos, y para el caso en que se requiera determinar el caudal de vapor disponible, da la capacidad de generación de vapor (de 10 Bara, *unfired*).

Las propiedades termofísicas de los fluidos han sido obtenidos del [VDI *Wärmeatlas*, 1953] y tabulados como programa auxiliar que incluye la búsqueda e interpolación de los valores que el programa demanda.

Las temperaturas y entalpías del líquido y vapor saturados fueron extraídos de la reproducción del manual Hütte en el libro de Termotecnia de [M.Ninci, 1959].

El programa auxiliar para la determinación de la eficiencia del aletado transversal fue confeccionado a partir de los valores dados por [D.Kern, 1974].

Los coeficientes de conductividad de los materiales y de *fouling* (ensuciamiento) fueron extraídos del [TEMA, 1978].

Debido al elevado diferencial de temperaturas entre ambos fluidos, a la constancia de temperaturas de condensación, y a la relativamente reducida variación de la temperatura del aire, se ha considerado aceptable prescindir del clásico método $P-F$ o el $\epsilon-NTU$, y definir el diferencial de temperaturas como la diferencia entre la del vapor y el valor medio del aire.

Se incluye en el Anexo la impresión de las hojas "Resumen", e "Intercamb" correspondiente a la corrida del "caso base".

Se definen para el caso base:

1 Estado del vapor:	Saturado, en condensación
2 Estado del condensado:	Satur., s/subenfriamiento
3 Número de hileras:	2
4 Paso entre tubos:	1.05 x diam.ext.aleta
5 Paso entre hileras:	150 mm
6 Presión del vapor:	10 Bar
7 Caudal del aire:	1300000 kg/hora
8 Temperatura entrada aire	22 °C
9 Diámetro interior tubos:	57 mm
10 Diámetro exterior tubos:	60.3 mm
11 Espesor de tubos:	1.65 mm
12 Material de tubos:	AISI 304L
13 Material de aletas:	AISI 304L
14 Conductividad térmica:	66.976 kJ/m/h/°C
15 Altura de aleta:	20 mm
16 Espesor de aleta:	2 mm
17 Número de aletas por m:	150 aletas/m
18 Ensuciamiento interior:	0.000429 kJ/m ² /h/°C
19 Ensuciamiento exterior:	0.001715 kJ/m ² /h/°C

Estos valores pueden ser variados, con lo que es posible determinar el comportamiento del equipo en condiciones *off design*, o sea diferentes de las definidas a las de diseño, o condiciones base.

IV.2.2.2) Utilización del programa.

a) Dimensiones del aletado.

Las dimensiones de las aletas deben ser definidas, adoptándose para el caso base:

Altura de aleta:	20 mm
Espesor de aleta:	2 mm
Número de aletas por m:	150

Esto permite determinar rápidamente las implicancias de variar estos parámetros geométricos en la eficiencia del aletado, y en sus performances operativas como ser la capacidad de transferencia térmica del aparato y la pérdida de carga del lado aire.

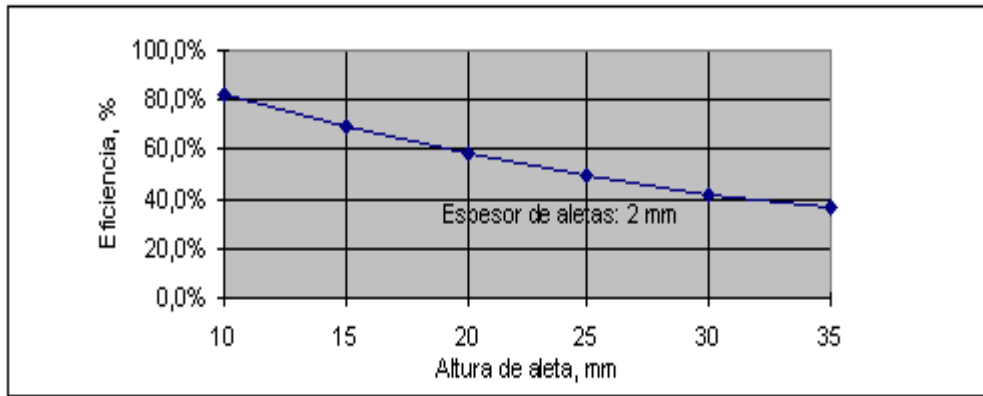


Figura IV.4: Incidencia de la altura en la eficiencia del aletado

En la figura IV.3 se muestra la variación de la eficiencia del aletado de 2 mm de espesor, y 150 aletas/m resultando en valores bajos, en especial para alturas normales de aletas.

La eficiencia del aletado aumenta con el espesor, por lo que se hicieron corridas del programa para una altura de 20 mm, y espesores de entre 0.5 y 3 mm. El número de aletas por metro se conservó constante. (150/m).

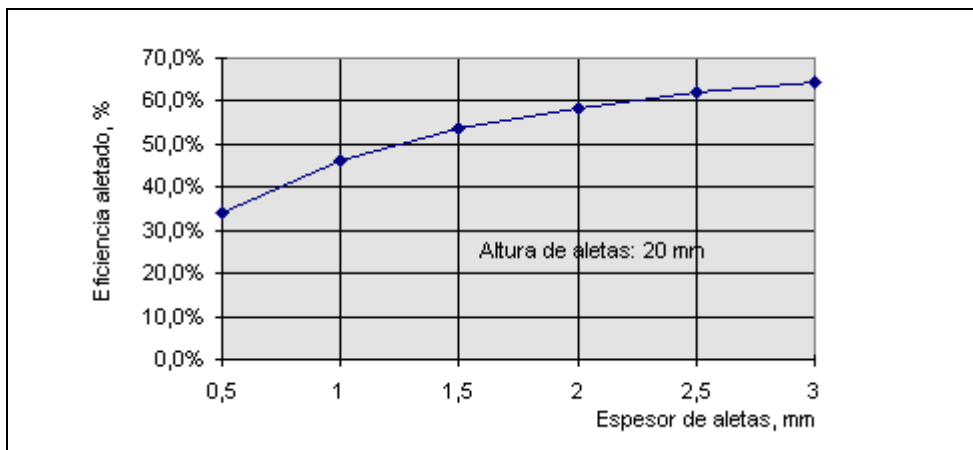


Figura IV.4: Incidencia del espesor de aletas en la eficiencia del aletado

Como puede observarse en la Figura IV.4, el mejoramiento de la eficiencia del aletado al aumentar el espesor no es lineal y por encima de 2 mm de espesor la relación costo/beneficio aumenta considerablemente.

Para evaluar las consecuencias de las variaciones de la altura de las aletas, se determinaron y graficaron las correspondientes capacidades de transferencia de calor de la batería, y las pérdidas de carga del lado aire lo que se muestran en las Figuras IV.5 y IV.6.

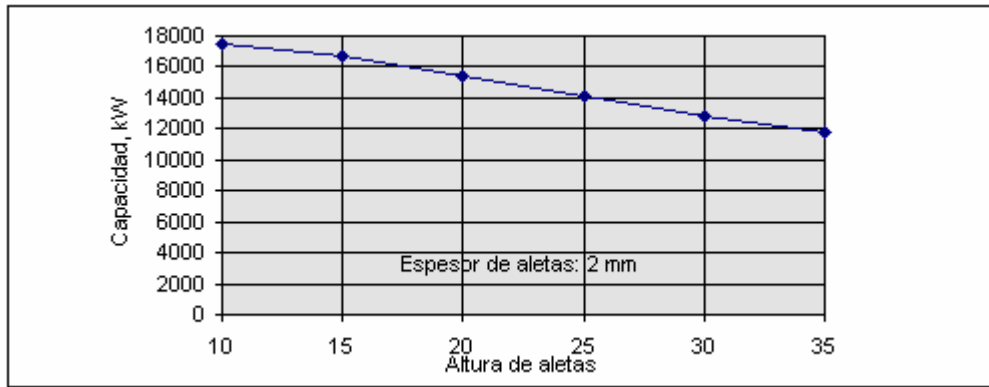


Figura IV.5: Incidencia de la altura de aletas en la capacidad de transferencia térmica de la batería

La reducción de la capacidad de transferencia del equipo al aumentar la altura de las aletas se explica no solo por la reducción de la eficiencia del aletado, sino por la reducción del número de tubos por hileras que pueden ser instalados en un mismo espacio.

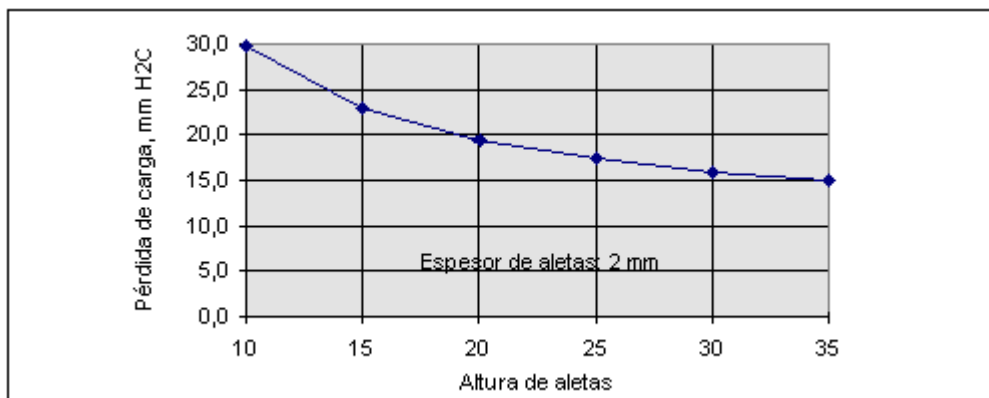


Figura IV.6: Incidencia de la altura de las aletas en la pérdida de carga lado aire de la batería

El aumento de la pérdida de carga del aire al reducirse la altura de las aletas que muestra la Figura IV.6 se explica porque los tubos están mas próximos, aumentando la superficie de obstrucción al flujo. Por debajo de 20 mm de altura, el aumento de la pérdida de carga es mas pronunciado.

Los números totales de tubos que pueden ser instalados y las correspondientes performances del equipo, mostrados en las Figuras IV.6 y IV.7 son:

Tabla IV.8: Performances de diferentes soluciones para la batería de tubos aletados, variando la altura de aletas.

Alt.Aleta	Núm de tubos	Capac.Transf.	Pérd.carga aire
mm	Número	kW	Mm H2O
10	562	17435	29.8
15	500	16678	23.0
20	451	15410	19.5
25	410	14098	17.3
30	376	12863	15.9
35	348	11840	15.0

Se observa que una elevada capacidad de transferencia de calor se obtiene con aletas bajas, pero a costa de un elevado número total de tubos y de pérdida de carga. (costo de inversión y operativos)

S ahora, mantenemos una altura de aletas de 20 mm y el número de aletas por metro de 150 aletas/m se varía su espesor, las performances del equipo, determinadas por el programa resultan:

Tabla IV.9: Performances de diferentes soluciones para la batería de tubos aletados, variando el espesor de aletas.

Esp.Aleta	Eficiencia	Capac.Transf.	Pérd.carga aire
mm	%	kW	mm H2O
0.5	34.3	9203	11.9
1.0	46.4	11876	13.8
1.0	53.5	13735	16.3
2.0	58.5	15410	19.5
2.5	62.0	16931	23.6
3.0	64.4	18426	29.2

Todas las demás variables se han mantenido iguales a los del caso base.

Los resultados evidencian la inconveniencia de reducir el espesor de las aletas por la reducción de su eficiencia, o sea su capacidad de transferir el calor recibido al tubo base. Un espesor de 3 mm resulta poco compatible con el tubo base de 1.65 mm de espesor, y adicionalmente ocasiona una pérdida de carga muy elevada.

Indudablemente la solución térmicamente más adecuada es reemplazar el material de las aletas por otro de mayor conductividad, como aluminio o cobre, con lo que sería posible obtener valores mayores de eficiencia de aletado con aletas más delgadas y más altas. Pero esta posibilidad queda excluida por exigencias sanitarias mandatorias explicadas anteriormente.

Los gráficos confeccionados con los resultados se muestran y comentan a continuación:

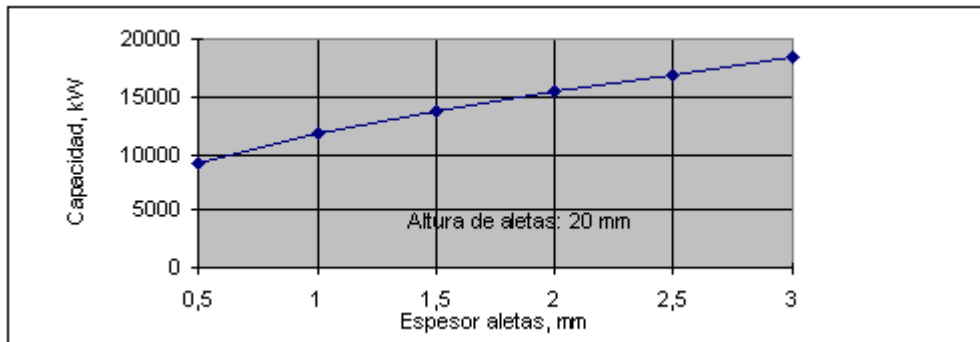


Figura IV.8: Capacidad de transferencia de calor de la batería en función del espesor de aletas, para una altura de aletas de 20 mm

La capacidad de transferencia de calor aumenta, como es intuitivo que suceda, al aumentar el espesor de las aletas, aunque a un costo creciente. (Figura IV.8).

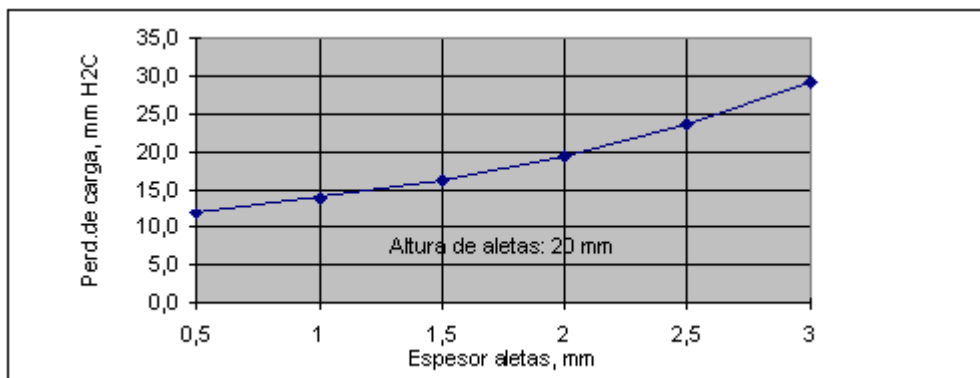


Figura IV.9: Pérdida de carga lado aire de la batería

La pérdida de carga aumenta con una pendiente creciente con el espesor. Figura IV.9.

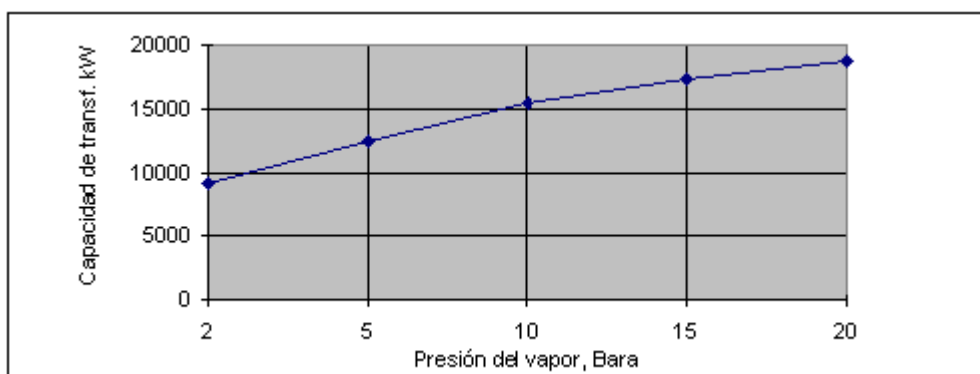


Figura IV.10: Incidencia de la presión del vapor en la transferencia térmica

b) Variables operativas

Se consideró también de interés la visualización de la variación de las performances en función de la presión del vapor saturado de calefacción, lo que se resolvió con la aplicación del programa, lo que se muestra en la figura IV.10. El crecimiento de la capacidad de transferencia del equipo es menor que lo que a priori podría suponerse, y esto sucede porque los diferenciales de temperatura entre vapor y aire son grandes, lo que “diluye” los aumentos de temperatura de saturación por aumento de la presión del vapor.

Otro aspecto de interés para el estudio es el impacto del caudal de aire a calentar, en el rango operativo normal de 800 a 1300 Ton/h. Los resultados obtenidos se presentan en los gráficos siguientes:

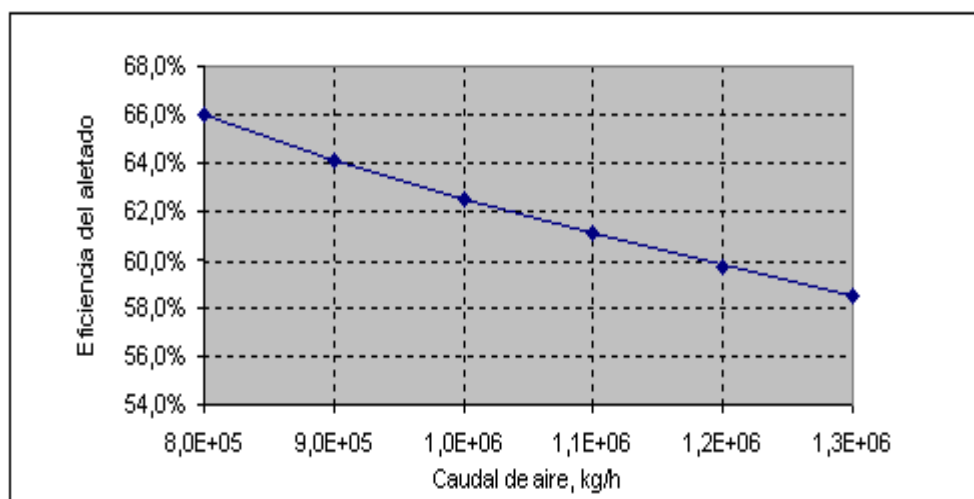


Figura IV.11: incidencia del caudal de aire en la eficiencia del aletado

La eficiencia del aletado (Figura IV.11) se reduce al aumentar el caudal debido al aumento del coeficiente pelicular del aire por incrementarse su velocidad y consecuentemente el número Reynolds del flujo. El mayor flujo térmico en la aleta hacia su raíz aumenta el gradiente de temperaturas reduciendo la eficiencia.

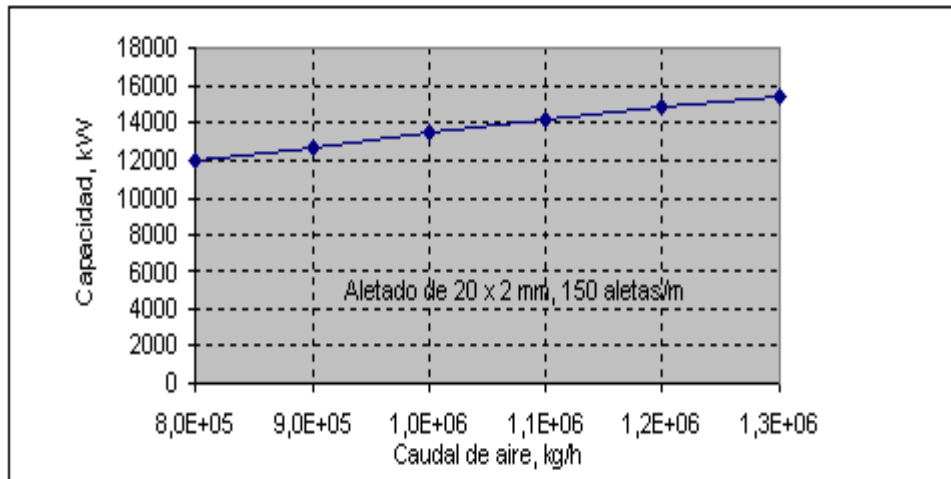


Figura IV.12: Incidencia del caudal de aire en la capacidad de transferencia

La capacidad de transferencia térmica aumenta al aumentar el caudal de aire, conclusión en línea con lo que es intuitivamente previsible. (Figura IV.12).

Sin embargo, al aumentar el caudal de aire, aumenta también la masa a calentar, por lo que su temperatura se reduce, como puede verse en la figura IV.13.

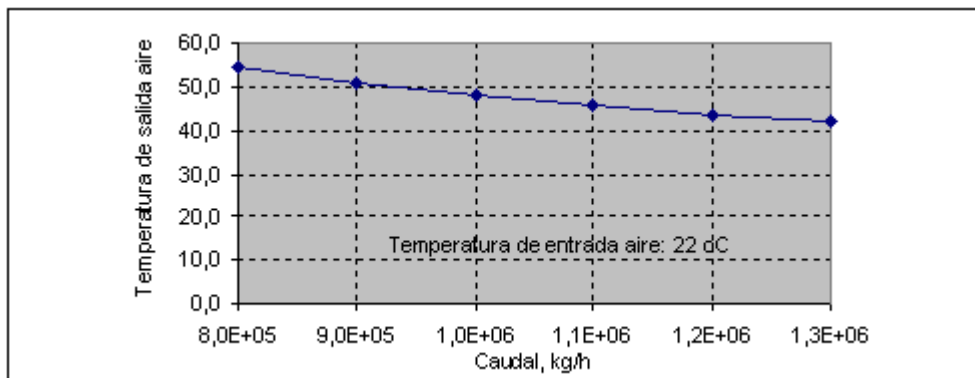


Figura IV.13: Incidencia del caudal de aire en la temp. de salida del aire

Para los resultados mostrados en la figura IV.13, la temperatura de entrada del aire a la batería fue de 22 oC. En cuanto a las pérdidas de carga, las conclusiones se muestran en la Figura IV.14.

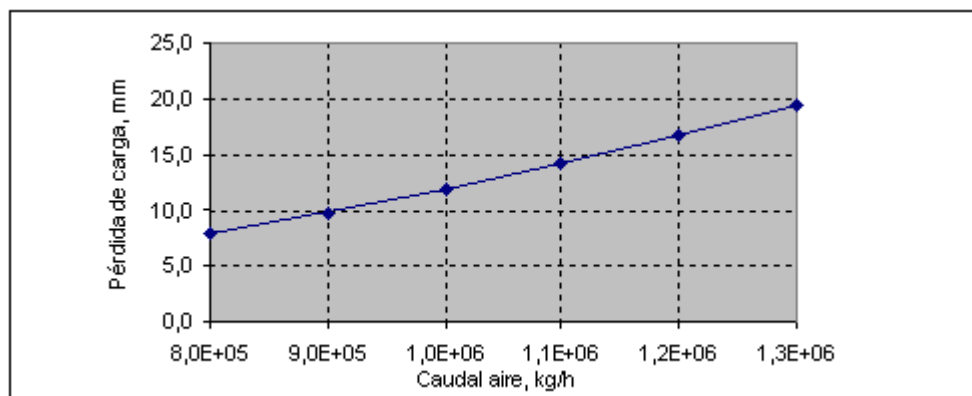


Figura IV.14: Incidencia del caudal de aire en la pérdida de carga (aire).

La pérdida de carga aumenta con el caudal de aire, conclusión lógicamente previsible.

IV.3) Análisis del sistema de cogeneración.

El sistema de cogeneración debe satisfacer las demandas de energía eléctrica y térmica de la planta, pudiendo admitir excedentes en cantidades moderadas de la primera para ser utilizada en otra planta industrial, aunque el beneficio económico de esta porción de energía eléctrica se ve reducida por requerir el pago del servicio de su transporte hasta el lugar de utilización.

La energía térmica no presenta esta flexibilidad, por lo que cualquier excedente debe ser desechado. Consecuentemente, es necesario procurar no generar excedentes de calor.

Como se explicó anteriormente, la forma racional de operación de un turbogruppo de gas es hacerlo a su carga nominal, o bien a la máxima carga compatible con las condiciones ambientales y riesgos operativos.

En consecuencia, la selección de un turbogruppo determina no solo la potencia eléctrica que pondrá a disposición, sino también, en cierto modo, la potencia térmica, a través de los parámetros que deben ser definidos para el HRSG como ser la presión y temperatura del vapor, el pinch y approach points, pérdidas por radiación, etc.

Pero se vio en el Capítulo anterior, que la demanda térmica del equipo CAAE no es constante, sino que se produce durante 20 horas del ciclo diario, y que la magnitud varía de acuerdo a un programa y a las condiciones específicas del proceso productivo. A los efectos de constituir una base para el diseño del sistema se consideró un ciclo “típico” de operación del proceso

de secado, con datos horarios de caudales de aire y temperaturas de ingreso y salida del aire del CAAE que caracterizan la demanda térmica a satisfacer.

Indudablemente un conjunto amplio de turbogrupos de gas con su caldera de recuperación con *diverter* a chimenea de *by-pass*, y adicionalmente con combustión suplementaria si ésta fuera necesaria, y una batería vapor/aire adecuada para el calentamiento del aire, podrían solucionar el problema del abastecimiento de la demanda no uniforme del calor. Pero esto implica recurrir a soluciones de flexibilización, en un caso para eliminar calor cogenerado en exceso, y aportar calor deficitario no cogenerado en el otro, lo que resulta contraproducente para la eficiencia del sistema.

Una primera aproximación hacia la reducción del uso de los mecanismos de flexibilización del sistema de cogeneración (*by-pass* de gases y combustor suplementario) consistiría en adoptar un conjunto TG+HRSG cuyo suministro de calor esté comprendido entre las demandas máxima y mínima de calor, de tal forma que las intensidades de intervención de estos mecanismos tengan una resultante mínima a lo largo del ciclo completo de secado.

Sin embargo, para el presente caso se ha considerado preferible optar por la intervención del equipo CAAE como suplementación del calentamiento del aire en los momentos en que el aporte de calor cogenerado no es suficiente para la demanda del sistema por las siguientes tres razones:

1. porque la eficiencia marginal de suministro de calor no cogenerado del equipo CAAE es considerablemente mayor que el del combustor suplementario del HRSG.
2. porque el equipo CAAE es existente, es un equipo de alta calidad técnica y eficiencia energética, y se encuentra en perfecto estado de conservación.
3. porque la contribución del equipo CAAE permite reducir la magnitud de las superficies de intercambio de la batería de tubos aletados a agregar al sistema.

La presión del vapor debe ser adoptada según un análisis cuidadoso, puesto que determina comportamientos que hacen a la transportabilidad del calor, la transferencia térmica en la batería de calefacción, y la recuperación de calor en el HRSG. Un aumento de la presión mejora los dos primeros aspectos, pero perjudica al tercero, siendo no lineal en todos los casos, la relación causa-efecto.

La complejidad del análisis del sistema crece en relación geométrica con el número de variables que simultáneamente se pretende considerar, lo que puede ser reducido por la aplicación de criterios basados en experiencias previas, o simplemente del sentido común.

Un análisis holístico completo del sistema implicaría la consideración de todos los factores internos y externos (internalidades y externalidades) del proyecto, cuya multiplicidad ha quedado de manifiesto en lo que ha sido considerado respecto a la caldera de recuperación y la batería de tubos aletados para la transferencia de calor del vapor al aire de secado. En éste último, ha sido necesario mantener constante una cantidad de factores definiendo una "condición base", para mostrar los efectos de la variación de una cantidad limitada de factores, en su mayoría de carácter técnico, y en menor escala los económicos y legales/regulatorios.

La modalidad indicada, conocida como "adopción de hipótesis simplificativas", introduce imprecisiones en el análisis, pero permite el abordaje al mismo. Además, contribuye significativamente al entendimiento de la problemática, y al posterior perfeccionamiento de las vías de solución de mejores perspectivas mediante aproximaciones sucesivas.

Lo expresado se pone de manifiesto en el caso que nos ocupa, en el que pretendemos analizar el comportamiento del sistema cuando se varía la presión del vapor, "congelando" algunas de las características geométricas y físicas de diseño del sistema, definidas por las condiciones base del HRSG y de la batería. Pero un parámetro tal como la eficiencia del aletado, ha derivado de un análisis previo, en el que la presión del vapor es una "condición base". En consecuencia, para una presión diferente requerirá una adecuación de su geometría, congelado como condición base. A pesar de esta imprecisión, y aunque los programas confeccionados lo permiten en forma analista-dependiente, en la selección de la presión del vapor no es recomendable la consideración simultánea de este parámetro (eficiencia del aletado) debido al aumento de la complejidad en la interpretación de los resultados. Debe tenerse en cuenta que en la selección de la geometría de la batería de tubos aletados se deben considerar no solo aspectos de transferencia térmica, sino también de pérdidas de carga y aspectos de costo, por lo que la determinación de la eficiencia del aletado depende en buena medida del buen juicio del analista. Es previsible también que los valores de *pinch* y *approach points* del HRSG también requieran ajustes cuando se varía la presión de vapor del sistema, basado en la magnitud de los parámetros que resulten en cada caso específico. La aplicación del

método de aproximaciones sucesivas resulta adecuado para este tipo de situaciones, pudiendo alcanzar el nivel de rigurosidad que se desee.

Aceptado como metodológicamente válido asumir el congelamiento de las condiciones base del sistema, se pasa al análisis concreto del sistema de acuerdo en la siguiente secuencia:

1. Demandas térmicas. Comportamiento de la batería de calefacción a vapor en función de su presión.
2. Producción de vapor del HRSG para los turbogrupos seleccionados.
3. Análisis del ajuste entre producción del HRSG y la demanda de la batería. Mecanismos de flexibilización.
4. Indicadores cualitativos de los sistemas analizados.

1. Demandas térmicas. Comportamiento de la batería de calefacción a vapor en función de su presión.

La demanda térmica del equipo CAAE fue caracterizada (ver Capítulo III, punto III.3.2.2) por los parámetros del aire caliente determinados en base a una medición realizada, para un proceso considerado típico. Los valores medidos son los que se dan en el cuadro siguiente en el que no se incluyeron los datos de los gases de combustión del equipo CAAE.

El calor que recibe el aire en el proceso de calentamiento se considera igual a la demanda térmica del equipo, debido a que por las características del equipo, las pérdidas de calor son despreciables.

Tabla IV.9: Caudales y temperaturas del aire requeridos por el proceso de secado

Hora	$\dot{m}_a^{CAA E}$ kg/h	$t_{ae}^{CAA E}$ °C	$t_{as}^{CAA E}$ °C	Hora	$\dot{m}_a^{CAA E}$ kg/h	$t_{ae}^{CAA E}$ °C	$t_{as}^{CAA E}$ °C
1	862260	22	29	11	1087035	26	60
2	1041900	22	46	12	1043715	26	60
3	1165730	24	53	13	1031900	26	60
4	1199430	24	55	14	999015	27	62
5	1205380	24	55	15	955395	37	69
6	1203310	25	60	16	925805	45	75
7	1203225	25	60	17	890445	53	82
8	1195345	26	60	18	864540	58	85
9	1177625	26	60	19	855345	65	85
10	1130360	26	60	20	831870	71	85

Los datos contenidos en la tabla IV.9 permiten determinar la demanda térmica hora por hora durante el ciclo de 24 horas. Puesto que no existe mayor información al respecto se considerará que durante el intervalo de 1 hora, el caudal de aire y las temperaturas extremas se mantienen constantes, pudiendo determinarse la carga calórica total demandada por el ciclo, resultando esta cifra de 173441.8 kWh térmicos por ciclo.

Parte de este calor será aportado por la batería de calefacción a vapor, y el faltante, si lo hubiera, por la suplementación del equipo CAAE. Este faltante puede deberse a una limitación de la capacidad de transferencia térmica de la batería, o a la disponibilidad de vapor generado por el HRSG en cantidad suficiente para que la batería pueda desarrollar su capacidad de transferencia hasta el límite de lo necesario. Un exceso de capacidad de transferencia pone en marcha la modulación del caudal de vapor mediante la regulación de temperatura del aire.

En consecuencia, se debe determinar para cada condición operativa definida por:

el caudal de aire a calentar, que a través de la velocidad de circulación incide en la transferencia térmica,

la presión del vapor, y la temperatura de entrada del aire, que a través de la temperatura del fluido caliente (vapor en condensación) y una del fluido frío permiten determinar la diferencia de temperaturas entre los fluidos que intercambian calor, la máxima transferencia de calor en cada caso, y la temperatura máxima posible de salida.

Para ello, es necesario realizar las mencionadas determinaciones para cada uno de los estados definidos por sus parámetros horarios, mediante la utilización del programa CALVAP.

Los valores determinados con el mencionado programa son los dados en las tablas siguientes, en los que:

Columna 1: Presión del vapor en bar manométrico.

Columna 2: Velocidad del aire en la batería

Columna 3: Coeficiente global de transferencia vapor-aire en condición sucio.

Columna 4: Potencia calórica transferida, en kW térmicos.

Columna 5: Caudal máximo de vapor saturado que la batería puede condensar, supuesto que no existen limitaciones en la alimentación del vapor.

Columna 6: Temperatura máxima de salida del aire de la batería de calefacción, supuesto que no existen limitaciones en la alimentación del vapor.

Resumen de las corridas del programa CALVAP

Se realizaron las corridas del programa CALVAP y se tabularon los valores de interés indicados arriba, desde la hora 1 hasta la 20, en intervalos de 1 hora.

Por razones de espacio, se presentan a continuación solamente las corridas correspondientes a las horas 1, 5, y 20. Los resultados de las demás corridas pueden verse en el trabajo “*Aplicación de un esquema tradicional de cogeneración con turbina de gas y caldera de recuperación para el calentamiento de aire de secado de granos en una batería de tubos aletados calefaccionado con vapor*” del autor, existente en la biblioteca del Departamento Mecánica.

Hora: 1
 Caudal de aire: 862260 kg/h
 Temperatura de entrada del aire: 22°C
 Temperatura de salida requerida: 29°C

Tabla IV.10: Comportamiento de la batería de calefacción en función de la presión del vapor en la hora 1

Presión	Vel.Air	Coef.K	Cal.Trans	Caud.Vap.	Temp.max.
Bar	m/s	kJ/m ² hC	kW térm	kg/h	sal air,C
2	9.01	1261.1	8554.5	13959.9	57.6
4	9.13	1262.7	10610.9	17850.9	66.1
6	9.20	1263.9	11955.9	20568.3	71.6
8	9.26	1264.9	12975.9	22732.3	75.8
10	9.31	1265.7	13811.0	24585.9	79.3
12	9.35	1266.3	14531.3	26248.6	82.2
14	9.39	1266.9	15153.3	27745.1	84.8

Hora: 5
 Caudal de aire: 1205380 kg/h

Temperatura de entrada del aire: 24°C
 Temperatura de salida requerida: 55°C

Tabla IV.11: Comportamiento de la batería de calefacción en función de la presión del vapor en la hora 5

Presión Bar	Vel.Air m/s	Coef.K kJ/m ² hC	Cal.Trans kW térm	Caud.Vap. kg/h	Temp.max. sal air,C
2	12.54	1459.8	9699.7	15828.8	52.8
4	12.68	1461.5	12077.8	20318.7	59.9
6	12.76	1462.3	13628.7	23446.1	64.5
8	12.83	1462.9	14803.8	25934.6	68.0
10	12.89	1463.3	15764.7	28063.8	70.9
12	12.94	1463.8	16593.1	29972.8	73.3
14	12.98	1463.9	17307.3	31689.0	75.4

Hora: 20
 Caudal de aire: 831870 kg/h
 Temperatura de entrada del aire: 71°C
 Temperatura de salida requerida: 85°C

Tabla IV.12: Comportamiento de la batería de calefacción en función de la presión del vapor en la hora 20

Presión Bar	Vel.Air m/s	Coef.K kJ/m ² hC	Cal.Trans kW térm	Caud.Vap. kg/h	Temp.max. sal air,C
2	9.81	1270.7	4292.4	7004.6	89.4
4	9.93	1271.7	6355.0	10691.1	98.3
6	10.01	1272.7	7704.5	13254.4	104.0
8	10.07	1273.5	8727.7	15290.0	108.4
10	10.12	1274.3	9565.7	17028.5	112.0
12	10.16	1275.0	10288.0	18584.2	115.1
14	10.20	1275.5	10912.8	18980.9	117.8

2. Producción de vapor del HRSG para los turbogrupos seleccionados.

En el punto IV.2.1 se dieron los datos principales resultantes de las corridas del programa HRSG3, para vapor de 11 Bara, sobrecalentado a 250°C, y los turbogrupos seleccionados.

Para el análisis del sistema [HRSG - batería de calefacción de aire] es necesario completar los datos para las presiones de utilización propuestas en el punto anterior, agregando un excedente de 1 Bara en concepto de pérdida de carga entre ambos equipos.

Estos datos han sido obtenidos de las corridas del programa HRSG3, en las que se ha considerado una pérdida de calor entre el escape de la turbina y la entrada al HRSG equivalente a una reducción de temperatura de 3°C.

Asimismo, se han considerado presiones de generación de vapor a la salida del sobrecalentador superiores en 1 Bara a la presión de utilización en la batería, en previsión de la pérdida de carga en las líneas de conducción del vapor. La temperatura del vapor se adoptó para cada caso, (presión del vapor), con un grado de sobrecalentamiento de 62°C.

Se supone que el HRSG opera en el modo unfired, y los significados de los valores tabulados, que se reproducen a continuación son:

Columna 1: Presión del vapor generado por el HRSG, a la salida del sobrecalentador.

Columna 2: Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador.

Columna 3: Caudal de vapor producido por el HRSG unfired.

Columna 4: Temperatura de los gases de combustión a la salida del HRSG hacia la chimenea.

Columna 5: Calor recuperado en la unidad de tiempo, en el [vaporizador + sobrecalentador], del HRSG, por el vapor.

Columna 6: Calor total recuperado en la unidad de tiempo, incluyendo el economizador del HRSG.

El programa ha sido corrido para 9 turbogrupos disponibles en plaza, de las que por razones de espacio se presentan lo correspondientes a las unidades Allison 501 KB5, EGT Tornado, y EGT Typhoon.

a) Turbogrupos Allison 501 KB5

Caudal de gases: 15.69 kg/s

Temperatura de gases: 529.8°C.

Tabla IV.13: Performances del HRSG para el turbogrupo Allison 501 KB5

Pvapor	Tvapor	Gvapor	Tchim	SH+VAP	Duty
Bara	oC	Ton/h	oC	kW	kW
3	206	10,013	132,4	6440,6	6789,2
5	221	9,806	137,0	6189,4	6714,0
7	232	9,648	140,7	5998,0	6652,4
9	242	9,520	144,0	5841,6	6599,5
11	250	9,411	146,8	5708,2	6552,6
13	257	9,317	149,4	5591,4	6510,3
15	263	9,233	151,7	5486,9	6471,6

f) Turbogrupos EGT Tornado

Caudal de gases: 27.9 kg/s

Temperatura de gases: 477°C.

Tabla IV.14: Performances del HRSG para el turbogrupos EGT-Tornado

Pvapor	Tvapor	Gvapor	Tchim	SH+VAP	Duty
Bara	oC	Ton/h	oC	kW	kW
3	206	15.219	135.5	9789.3	10319.2
5	221	14.802	141.8	9342.6	10134.5
7	232	14.481	147.0	9002.3	9984.5
9	242	14.218	151.4	8724.1	9856.0
11	250	13.993	155.2	8487.0	9742.5
13	257	13.795	158.7	8279.2	9639.9
15	263	13.619	162.0	8093.5	9546.0

h) Turbogrupos EGT Typhoon

Caudal de gases: 19.5 kg/s

Temperatura de gases: 516°C.

Tabla IV.15: Performances del HRSG para el turbogrupos EGT-Typhoon

Pvapor	Tvapor	Gvapor	Tchim	SH+VAP	Duty
Bara	oC	Ton/h	oC	kW	kW
3	206	11,970	133,2	7699,5	8116,2
5	221	11,704	138,2	7387,3	8013,4
7	232	11,500	142,4	7149,4	7929,4
9	242	11,335	145,9	6955,0	7857,4
11	250	11,194	149,0	6789,2	7793,6
13	257	11,071	151,8	6644,0	7736,0
15	263	10,961	154,4	6514,2	7683,3

Considerando como aporte de calor útil al entregado por el vapor en condensación sin subenfriamiento en la batería, y despreciando las pérdidas de calor en las líneas de vapor, se ve que su magnitud varía en el caso de la unidad menor,

entre 6440.6 kW @ 3 Bara, a 5486.9 kW @ 15 bara

y en el caso de las unidades restantes,

entre 9789.3 kW @ 3 Bara, a 8093.5 kW @ 15 Bara.

Y

entre 7699.5 kW @ 3 Bara, a 6514.2 kW @ 15 Bara.

Mientras que las capacidades de transferencia térmica de la batería de calefacción del aire son para el mínimo (hora 20):

entre 4292.4 kW @ 2 Bara, a 10912.8 kW @ 15 Bara
y en el máximo (hora 5):

entre 9699.7 kW @ 2 Bara, a 17307.3 kW @ 15 Bara

Puesto que cualquiera de estas limitaciones determina la capacidad máxima de suministro de calor al aire, la misma podrá ser calculada como el mínimo entre ambas. (la capacidad de generación de vapor del HRSG, o la máxima capacidad de transferencia de la batería para las condiciones del sistema en análisis).

3. Análisis del ajuste entre producción del HRSG y la demanda de la batería. Mecanismos de flexibilización.

Cuando la capacidad máxima de transferencia térmica del conjunto [HRSG + Batería] resulta mayor que la demanda térmica para el calentamiento del aire de secado, una acción de regulación por modulación del caudal de vapor en la admisión de la batería permite el control de la temperatura del aire según los requerimientos del proceso. Esto a su vez ocasiona un aumento de la presión del vapor, con lo que el sistema de control del HRSG acciona al *diverter* de gases enviando parte de estos a la chimenea de *by-pass* y restableciendo el equilibrio de la producción de vapor con su demanda.

Pero cuando sucede lo contrario, es necesario un aporte suplementario de calor al aire mediante la operación del equipo CAAE, lo que se determina por simple diferencia entre la demanda y la capacidad máxima del conjunto [HRSG + Batería].

La suplementación por el CAAE del suministro de calor al aire, que idealmente debería ser evitada, resulta necesaria como consecuencia de la operación del turbogruppo de gas a carga nominal y la naturaleza variable de la demanda.

Se presentan a continuación los cuadros para las horas 1, 5, y 20, con los resultados que corresponden al análisis realizado para el hardware consistente en el turbogruppo Tornado con su HRSG y batería de calefacción del aire, construidos según las condiciones de diseño definidas anteriormente, y operando a presiones entre 2 y 15 Bara para visualizar sus efectos, siendo:

Columna 1: Presión del vapor, a la entrada a la batería, Bara.

Columna 2: “CapNeces”: Demanda térmica del equipo de calentamiento de aire, a ser cubierto por el conjunto [batería + CAAE], kW.

Columna 3: “MxCapCnd”: Capacidad máxima de transferencia térmica (condensación) del equipo CAAE, kW.

Columna 4: “MxCpHRSG”: Capacidad de recuperación de calor útil del HRSG, kW.

Columna 5: “CapDisp”: Capacidad disponible del conjunto [Batería + HRSG] para el suministro de la demanda, kW.

Columna 6: “ComplNec”: Indica la capacidad faltante, a ser complementado por el equipo CAAE, kW.

Columna 7: “Limitac”: Estado de operación del sistema:

s/limit = CAAE fuera de servicio

Batería = limitación de capacidad de la batería CAAE en operación.

HRSG = limitación calor recuperado por el HRSG. CAAE en operación.

El análisis debe ser hecho para cada condición de operación, en este caso en intervalos de 1 hora de duración, en los que se suponen que las condiciones operativas se mantienen constantes.

Se pretende mostrar en este punto, la metodología de análisis y los valores obtenidos para una visión de conjunto de todo el proceso y para el turbogrupos Tornado, para después mostrar solamente los resultados para el resto de los turbogrupos seleccionados.

Hora: 1

Turbogrupos: EGT Tornado

Condiciones operativa base, para presiones en columna 1

Tabla IV.16: Performances del sistema para el turbogrupos EGT Tornado, y para la hora 1 del ciclo de secado

Pvap	CapNeces	MxCapCnd	MxCpHRSG	CapDisp	ComplNec	Limitac
Bara	kW	kW	Kw	kW	kW	
2	1684,4	8554,5	9789,3	8554,5	0,0	S/limit
4	1684,4	10610,9	9342,6	9249,2	0,0	S/limit
6	1684,4	11955,9	9002,3	8912,3	0,0	S/limit
8	1684,4	12975,9	8724,1	8636,9	0,0	S/limit
10	1684,4	13811,0	8487,0	8402,1	0,0	S/limit
12	1684,4	14531,3	8279,2	8196,4	0,0	S/limit
14	1684,4	15153,3	8093,5	8012,6	0,0	S/limit

Hora: 5

Turbogruppo: EGT Tornado

Condiciones operativa base, para presiones en columna 1

Tabla IV.17: Performances del sistema para el turbogruppo EGT Tornado, y para la hora 5 del ciclo de secado

Pvap	CapNeces	MxCapCnd	MxCpHRSG	CapDisp	ComplNec	Limitac
Bara	kW	kW	kW	kW	kW	
2	10427,9	9699,7	9789,3	9691,4	736,5	Batería
4	10427,9	12077,8	9342,6	9249,2	1178,7	HRSG
6	10427,9	13628,7	9002,3	8912,3	1515,6	HRSG
8	10427,9	14803,8	8724,1	8636,9	1791,1	HRSG
10	10427,9	15764,7	8487,0	8402,1	2025,8	HRSG
12	10427,9	16593,1	8279,2	8196,4	2231,5	HRSG
14	10427,9	17307,3	8093,5	8012,6	2415,4	HRSG

Hora: 20

Turbogruppo: EGT Tornado

Condiciones operativa base, para presiones en columna 1

Tabla IV.18: Performances del sistema para el turbogruppo EGT Tornado, y para la hora 20 del ciclo de secado

Pvap	CapNeces	MxCapCnd	MxCpHRSG	CapDisp	ComplNec	Limitac
Bara	kW	kW	kW	kW	kW	
2	3250,1	4292,4	9789,3	4292,4	0,0	S/limit
4	3250,1	6355,0	9342,6	6355,0	0,0	S/limit
6	3250,1	7704,5	9002,3	7704,5	0,0	S/limit
8	3250,1	8727,7	8724,1	8636,9	0,0	S/limit
10	3250,1	9565,7	8487,0	8402,1	0,0	S/limit
12	3250,1	10288,3	8279,2	8196,4	0,0	S/limit
14	3250,1	10912,8	8093,5	8012,6	0,0	S/limit

Se observa que, de implementarse el sistema con el turbogruppo Tornado, de 6 MW de potencia de generación eléctrica (el mayor de entre los seleccionados, aunque no el mayor desde el punto de vista del calor de escape), el sistema de vapor suministra toda la demanda durante los períodos: 1, 2, 19, y 20 horas, y requiere suplementación solamente cuando la presión del vapor es de 2 Bara en la batería en los períodos: 16, 17, y 18 horas.

En general la suplementación es atribuible mas a la disponibilidad del vapor que a la capacidad de transferencia térmica de la batería, aún en este caso que corresponde a uno de los turbogruppos de mayor tamaño de entre los seleccionados.

Se presentan a continuación los resultados para los demás turbogrupos, para las horas 1, 5 y 20 incluyendo solamente la potencia de suplementación del CAAE y la caracterización del estado operativo del sistema en la misma forma que en el caso anterior del turbogrupo Tornado.

Tabla IV.19: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos Allison 501 KB5, 570 K y 571 K Hora: 1

Pvap	Allison 501 KB5		Allison 570 K		Allison 571 K	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
4	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
6	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
8	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
10	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
12	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
14	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

Tabla 20: Tabla IV.19: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos Allison 501 KB5, 570 K y 571 K Hora: 5

Pvap	Allison 501 KB5		Allison 570 K		Allison 571 K	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	4051,8	HRSG	2081,6	HRSG	2268,6	HRSG
4	4300,4	HRSG	2382,1	HRSG	2586,4	HRSG
6	4489,9	HRSG	2611,0	HRSG	2828,5	HRSG
8	4644,8	HRSG	2798,2	HRSG	3026,5	HRSG
10	4776,8	HRSG	2957,8	HRSG	3195,2	HRSG
12	4892,5	HRSG	3097,5	HRSG	3343,0	HRSG
14	4995,9	HRSG	3222,5	HRSG	3475,1	HRSG

Tabla IV.20: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos Allison 501 KB5, 570 K y 571 K Hora: 20

Pvap	Allison 501 KB5		Allison 570 K		Allison 571 K	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
4	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
6	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
8	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
10	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
12	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

14	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
----	-----	---------	-----	---------	-----	---------

Tabla IV.21: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos Solar Centaur, Centaur Type H, y Taurus K. Hora: 1

Pvap	Solar Centaur		Centaur Type H		Centaur Taurus	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
4	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
6	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
8	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
10	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
12	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
14	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

Tabla IV.21: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos Solar Centaur, Centaur Type H, y Taurus K. Hora: 5

Pvap	Solar Centaur		Centaur Type H		Centaur Taurus	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	4855,2	HRSG	3561,0	HRSG	2768,6	HRSG
4	5137,5	HRSG	3842,2	HRSG	3098,1	HRSG
6	5352,5	HRSG	4056,4	HRSG	3349,1	HRSG
8	5528,4	HRSG	4231,5	HRSG	3554,4	HRSG
10	5678,2	HRSG	4380,8	HRSG	3729,3	HRSG
12	5809,5	HRSG	4511,6	HRSG	3882,6	HRSG
14	5926,9	HRSG	4628,5	HRSG	4019,6	HRSG

Turbogrupos Solar Centaur, Centaur Type H, y Taurus K

Tabla IV.22: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos Solar Centaur, Centaur Type H, y Taurus K. Hora: 20

Pvap	Solar Centaur		Centaur Type H		Centaur Taurus	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
4	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
6	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
8	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

10	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
12	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
14	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

Tabla IV.23: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos MAN GHH THM 1203, EGT Typhoon, y Tornado. Hora: 1

Pvap	MAN GHH THM 1203		EGT Typhoon		EGT Tornado	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
4	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
6	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
8	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
10	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
12	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
14	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

Tabla IV.24: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos MAN GHH THM 1203, EGT Typhoon, y Tornado. Hora: 5

Pvap	MAN GHH THM 1203		EGT Typhoon		EGT Tornado	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	728,2	Batería	2805,5	HRSO	736,5	Batería
4	0,0	S/limit	3114,5	HRSO	1178,7	HRSO
6	0,0	S/limit	3350,0	HRSO	1515,6	HRSO
8	0,0	S/limit	3542,5	HRSO	1791,1	HRSO
10	0,0	S/limit	3706,6	HRSO	2025,8	HRSO
12	0,0	S/limit	3850,4	HRSO	2231,5	HRSO
14	0,0	S/limit	3978,8	HRSO	2415,4	HRSO

Tabla IV.25: Complemento necesario del CAAE, kW, y observaciones. Turbogrupos MAN GHH THM 1203, EGT Typhoon, y Tornado. Hora: 20

Pvap	MAN GHH THM 1203		EGT Typhoon		EGT Tornado	
	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac	ComplNec	Limitac
2	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
4	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
6	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
8	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
10	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
12	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit

14	0,0	S/limit	0,0	S/limit	0,0	S/limit
----	-----	---------	-----	---------	-----	---------

Como puede observarse, la cantidad de datos obtenidos es muy elevada como para poder realizar comparaciones y llegar a conclusiones objetivas, a menos que se definan indicadores cualitativos que reflejen en forma adecuada las características del sistema según un criterio de valoración (técnico, económico, práctico, estético, etc.) y en sus condiciones operativas de interés, lo que se trata en el punto siguiente.

4. Indicadores cualitativos de los sistemas analizados.

El análisis de un sistema complejo debe ser hecho con criterio sistémico, y juzgado mediante una evaluación en base a indicadores cualitativos.

En los sistemas de cogeneración, las magnitudes de mayor interés son las de ingreso/egreso de energías que son:

Ingreso de energía al sistema: combustible consumido
 Egreso de electricidad: producción neta del generador.
 Egreso de calor útil: demanda térmica de utilización.

Estas magnitudes pueden ser determinadas con los datos disponibles, y permiten calcular los indicadores cualitativos definidos en el Capítulo II:

Rendimiento térmico
 Rendimiento FERC
 Rendimiento FI.

Los valores calculados para cada sistema (definido por el turbogruppo adoptado) y para presiones entre 2 y 14 Bar han sido graficados, y se muestran a continuación.

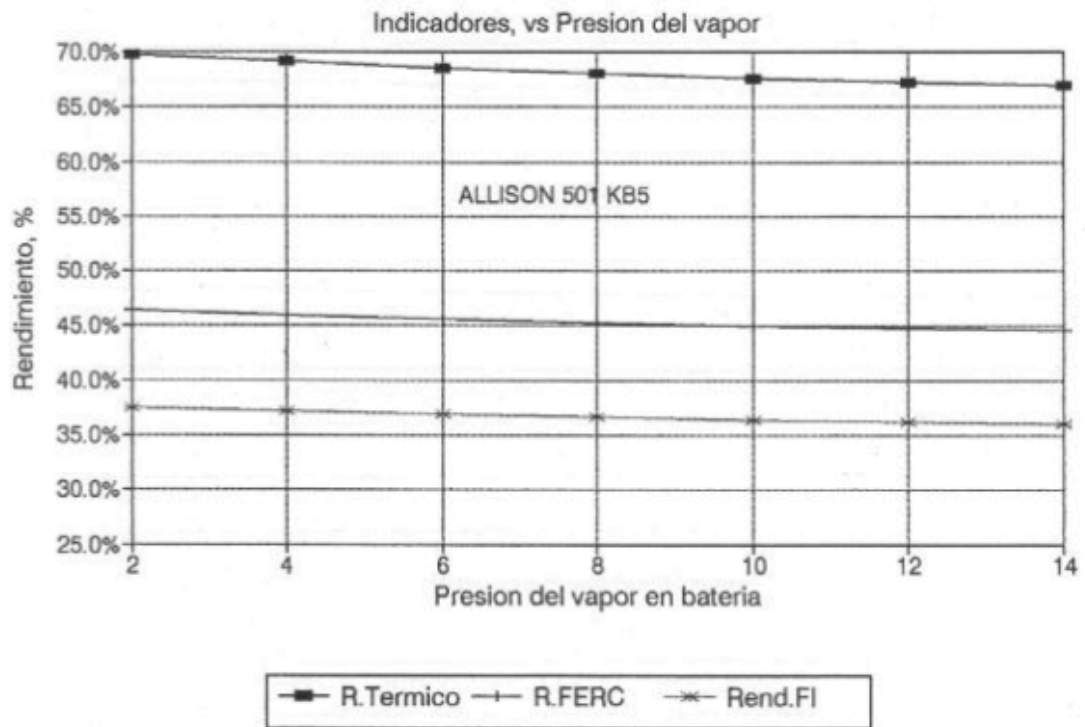


Figura IV.15: Indicadores para el sistema con turbogruppo Allison 501 KB5, en función de la presión del vapor.

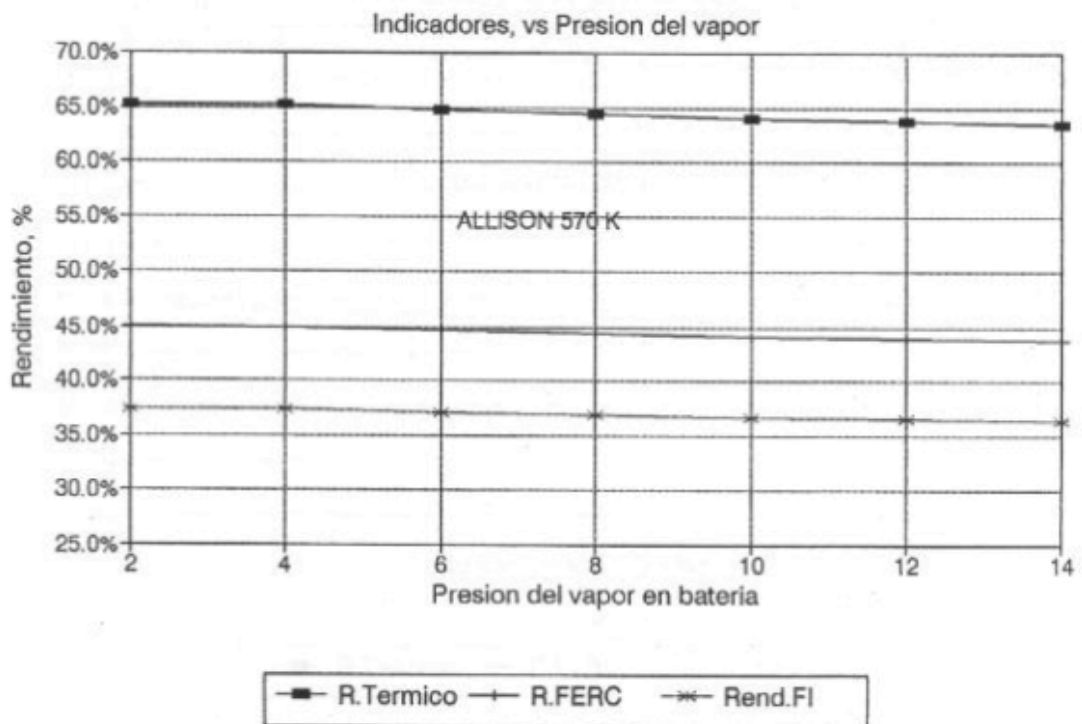


Figura IV.16: Indicadores para el sistema con turbogruppo Allison 570 K, en función de la presión del vapor.

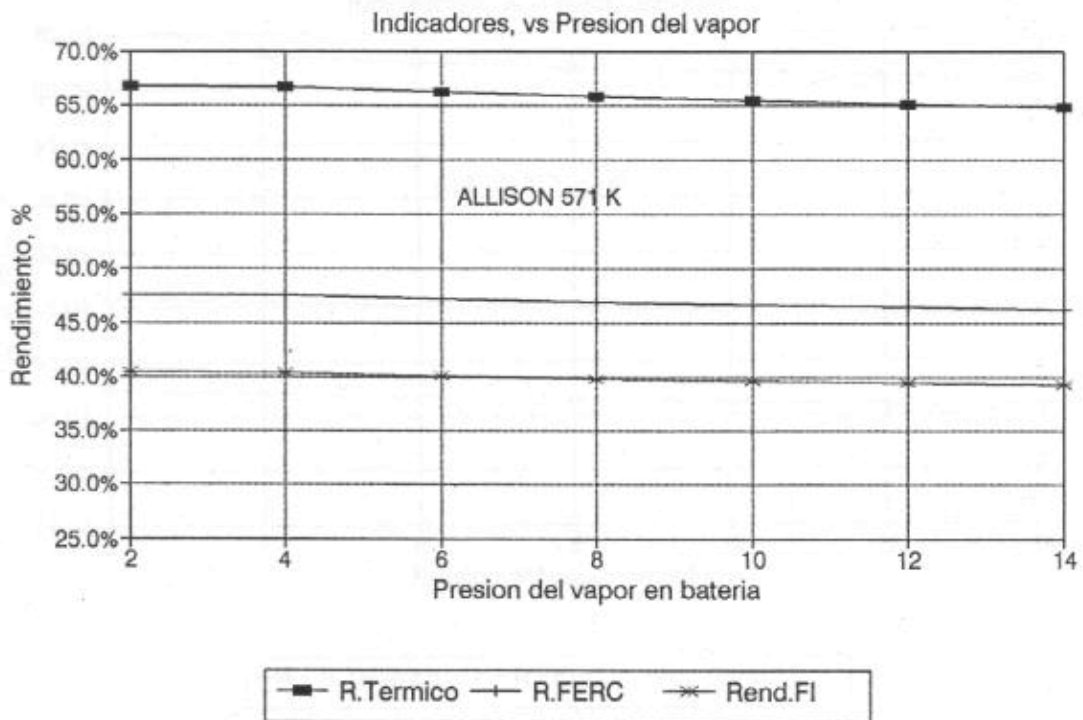


Figura IV.17: Indicadores para el sistema con turbogruppo Allison 571 K, en función de la presión del vapor.

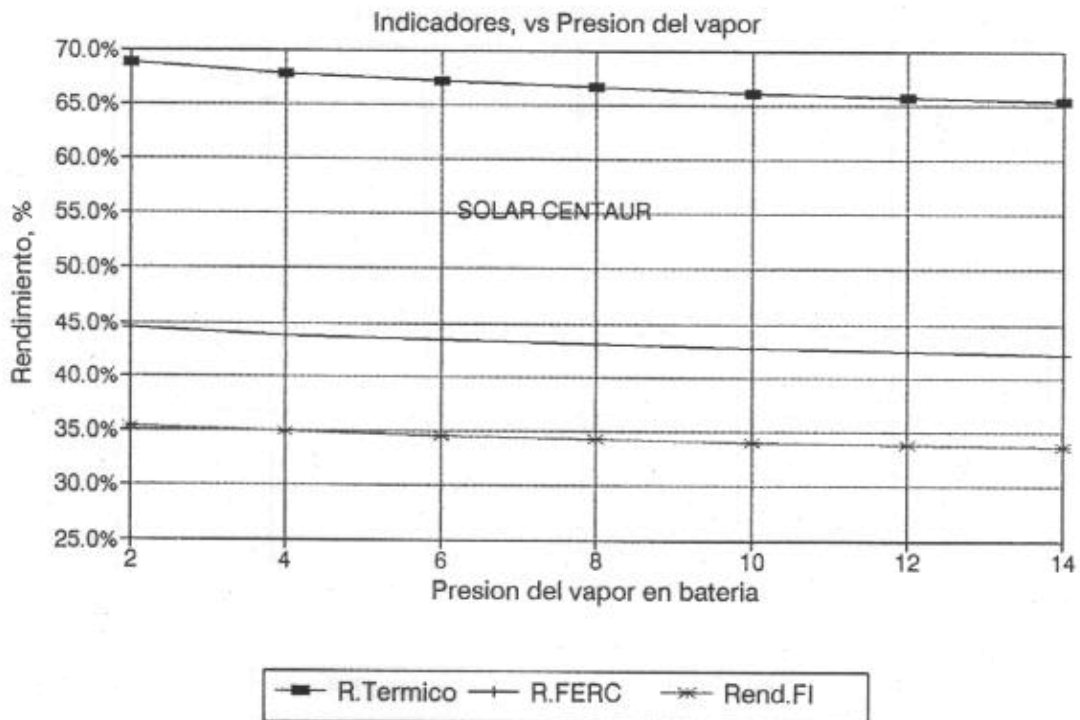


Figura IV.18: Indicadores para el sistema con turbogrupo Solar Centaur, en función de la presión del vapor.

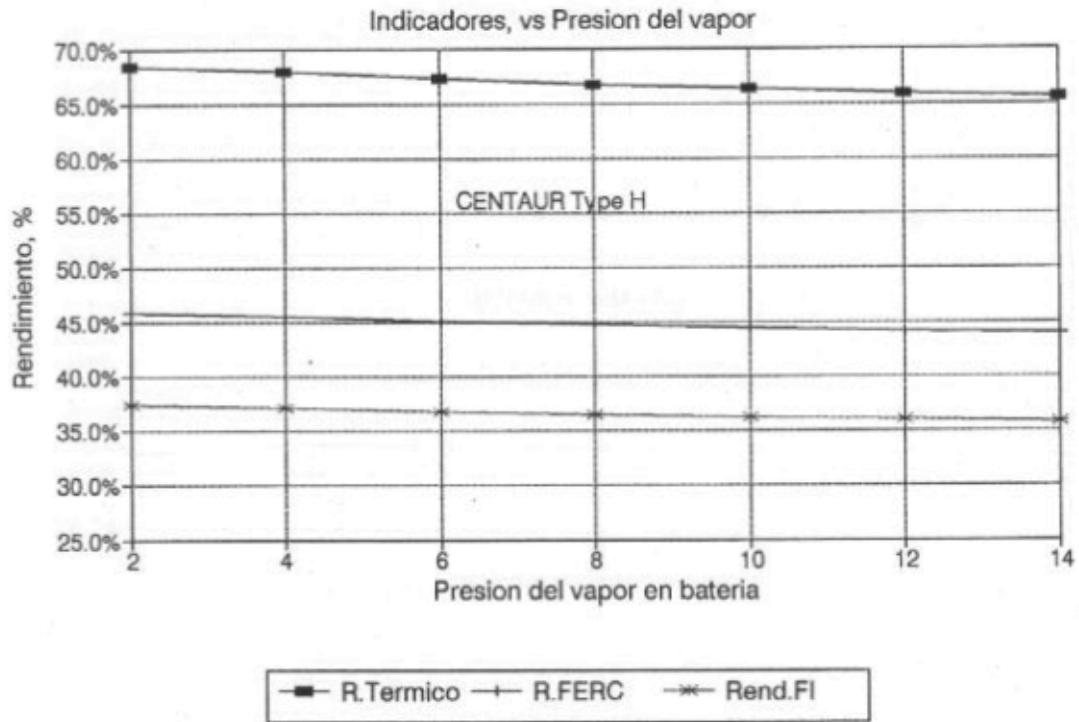


Figura IV.19: Indicadores para el sistema con turbogrupo Centaur Type H, en función de la presión del vapor.

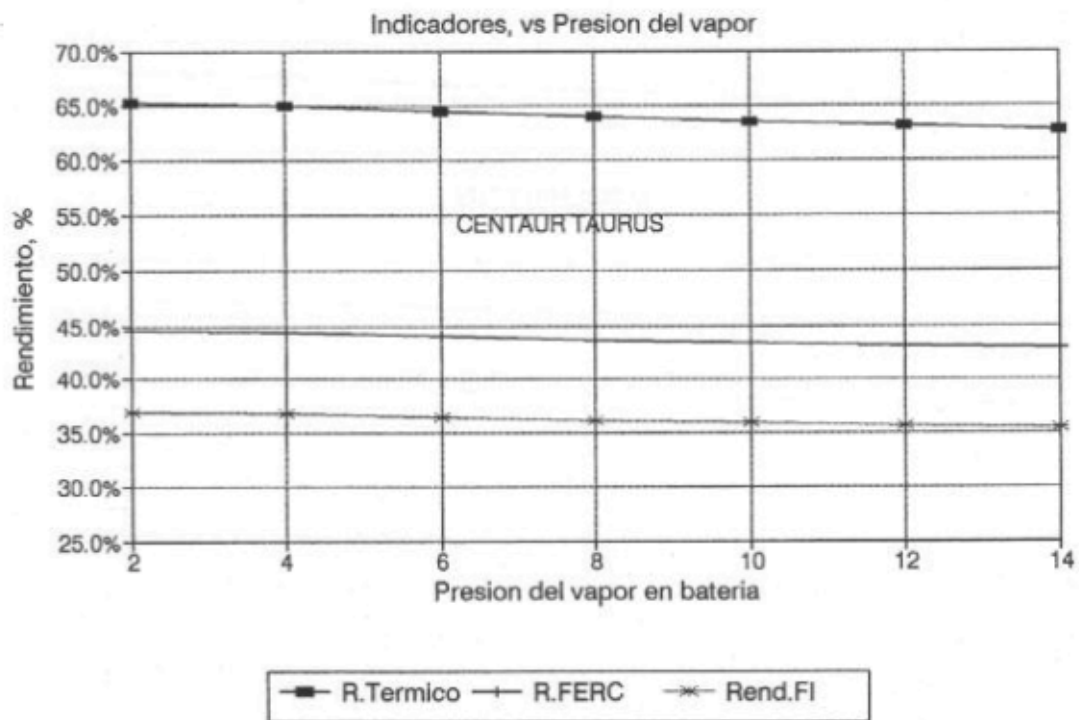


Figura IV.20: Indicadores para el sistema con turbogrupo Centaur Taurus, en función de la presión del vapor.

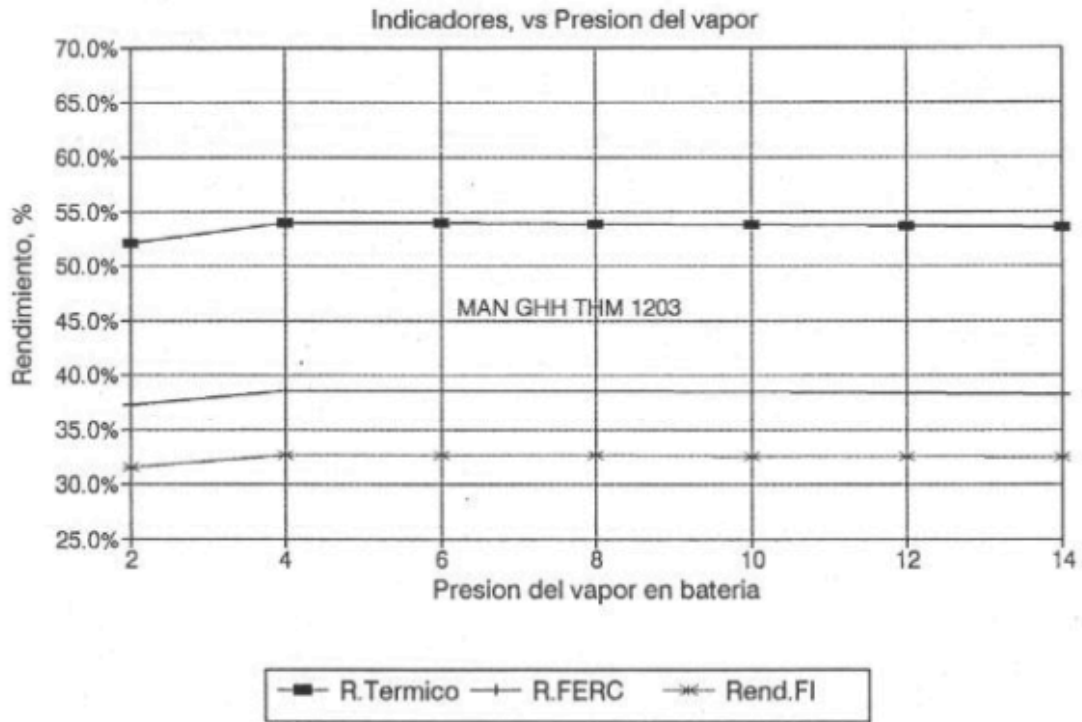


Figura IV.21: Indicadores para el sistema con turbogrupo MAN GHH THM 1203, en función de la presión del vapor.

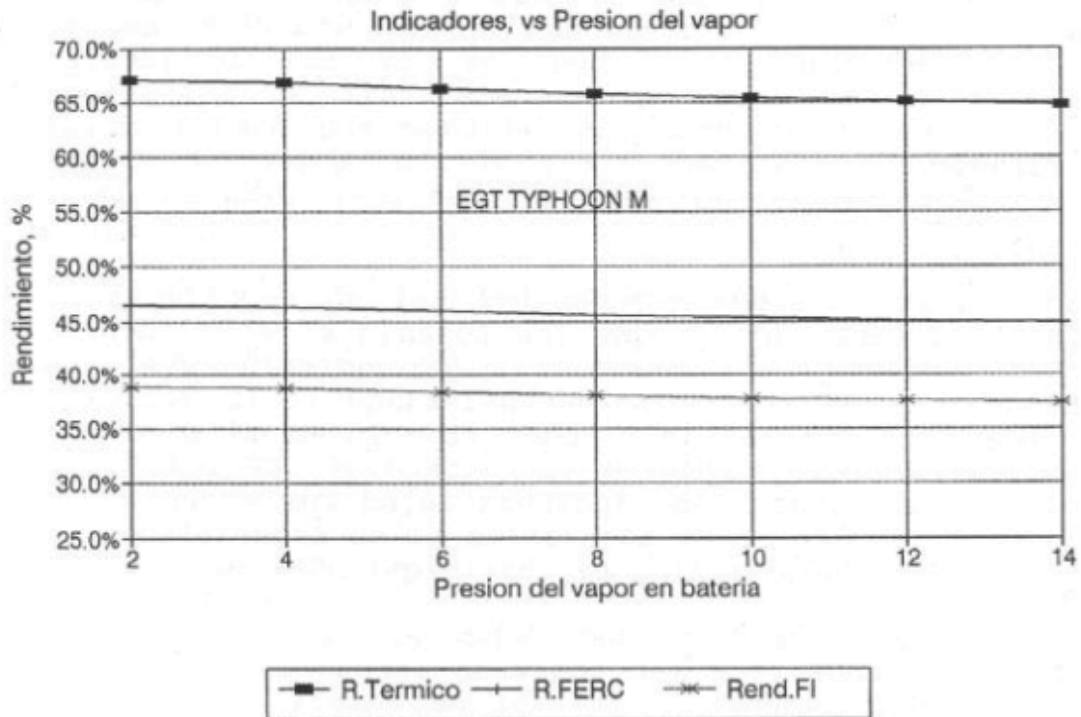


Figura IV.22: Indicadores para el sistema con turbogruppo EGT Typhoon, en función de la presión del vapor.

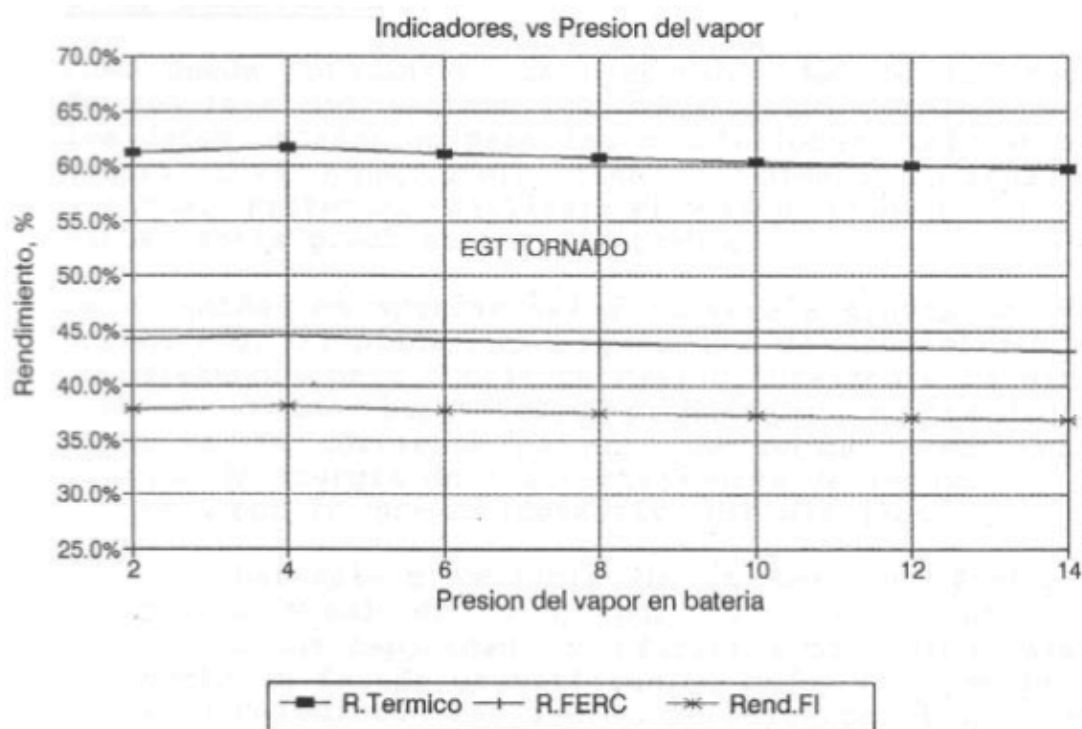


Figura IV.23: Indicadores para el sistema con turbogruppo EGT Tornado, en función de la presión del vapor.

La comparación de los gráficos anteriores muestra los efectos de la presión del vapor sobre los indicadores del sistema, en los que se conserva la geometría de las superficies de transferencia de calor de la batería. Debido a esto sus pérdidas de carga no dependen de la presión del vapor, por lo que a los efectos comparativos en el estudio realizado no fue necesario tenerlos en cuenta.

Las magnitudes de los indicadores muestra una muy baja incidencia de la presión del vapor, cuyo aumento produce una leve disminución, reflejando la pérdida de la capacidad de recuperación de calor del HRSG. Solamente escapan a la mencionada tendencia, las unidades MAN GHH THM 1203 y EGT Tornado, (las de mayor calor de escape), en las que a muy bajas presiones del vapor, la capacidad de transferencia de la batería es menor que la producción de vapor del HRSG impidiendo su utilización total.

Pero al comparar la capacidad de transferencia de la batería con el caudal de vapor del HRSG (unfired), se ve que en los sistemas en los que se adoptan las unidades menores y presiones elevadas es posible reducir la

primera con una consiguiente reducción de la pérdida de carga del lado aire.

IV.4) Comentarios

Como puede apreciarse, la disponibilidad de un programa de análisis del sistema por computación permite obtener los datos necesarios para las conclusiones cualitativas y cuantitativas que posibilitan el diseño racional del sistema. Pretender realizar el mismo trabajo en forma manual sería prácticamente imposible.

La necesidad de aportar calor al aire a través del vapor cogenerado, implica el agregado de superficies de transferencia para cubrir parcial o totalmente la demanda térmica. Estas superficies producirán una pérdida de carga en la corriente de aire de secado aumentando el consumo de energía de los ventiladores de impulsión. (2 x 440 kW), por lo que es imperativo minimizarlas.

Dada la naturaleza variable de la demanda térmica, el suministro total de calor por la batería vapor/aire, implicaría una capacidad no inferior a la demanda máxima, y tendría un factor de utilización bajo. Esto orienta el concepto del diseño hacia el suministro parcial de calor con vapor cogenerado (cuya magnitud queda definida por el turbogruppo seleccionado operando continuamente a su carga base) complementado con el equipo existente CAAE al que se le asigna además, la mayor parte de la función de regulación de temperatura.

La reducción de la pérdida de carga del aire implica definir una solución que maximice el coeficiente global de transferencia minimizando el impacto sobre la pérdida de carga. Esto conduce a una temperatura del fluido portador elevada, o sea una presión elevada del vapor saturado, pero en este caso el caudal de producción del HRSG disminuirá junto con su eficiencia.

La visión que los resultados parciales permiten tener de la solución, van indicando una cantidad de pautas que señalan limitaciones e inconvenientes sistemáticos que orientan la labor creativa de diseño. En el presente caso, se detecta una severa ineficiencia en la recuperación de calor en el HRSG, cuya temperatura de gases a chimenea es excesivamente alta, teniendo en cuenta que la temperatura final del aire calentado es de 60°C durante la porción de ciclo de secado de mayor demanda térmica, llegando a 85°C con baja demanda al final del ciclo. Para una aplicación calórica de esta naturaleza, los rendimientos térmicos determinados son bajos y ocasionan la inquietud de buscar la forma de poder aumentarlos considerablemente. Esto se debe a que

la capacidad de recuperación del HRSG, no solo es limitada, sino que disminuye aun más si se desea aumentar la presión para mejorar los aspectos de transporte y transferencia de calor.

Se debe pues estudiar como un paso siguiente, la posibilidad de reducir la magnitud de las superficies de la batería y su incidencia en el consumo global de energía del sistema, y posteriormente introducir las cuestiones económico financieras.

Sin embargo, a esta altura del estudio, surge claramente la conveniencia de dejar de lado la aplicación del esquema "tradicional", y explorar otras alternativas diferentes, para lo que se abren algunas posibilidades de interés. Por lo explicado, el estudio de la aplicación del sistema "tradicional" se discontinua aquí, y se emprende la búsqueda de una solución mejor.

CAPÍTULO V

ESQUEMA PARA EL CASO ESPECÍFICO

V.1) Introducción.

Los gases de combustión presentan una baja capacidad tanto de transporte de calor como de transferencia, lo que justifica la generación de vapor en las tradicionales calderas. El vapor de agua constituye uno de los portadores y transmisores térmicos más adecuados para la mayoría de las aplicaciones industriales, tanto desde el punto de vista técnico como económico.

La cuantificación de las diferencias puede hacerse para cada aplicación en particular, pero en términos generales el coeficiente pelicular del vapor en condensación puede ser 100 veces mayor que el de un gas circulando en régimen turbulento.

1 Kg de vapor saturado de 10 Bara puede transportar y entregar unos 2009 kJ de calor latente y más de 2093 kJ si se admite un subenfriamiento de 25°C o más, mientras que 1 kg de gases de combustión puede transportar menos de 125 kcal por cada 100°C de enfriamiento a que se lo someta.

1 Kg de vapor saturado de 10 Bara ocupa un volumen de 0.2 m³, mientras que si se tratara de 1 kg de aire a 500°C y 1 Bara, su volumen sería más de 10 veces mayor.

La baja capacidad de transporte de calor de los gases debe ser compensado por una mayor caudal, lo que es agravado por su elevado volumen específico. Esto implica conductos muy voluminosos, y consecuentemente una mayor pérdida de calor, por lo que solo se puede pensar razonablemente en utilizar este fluido como portador térmico, para distancias cortas.

Lo mencionado precedentemente indica que deben existir una cantidad importante de motivos para justificar la adopción de los gases de escape de una turbina de gas como medio de transporte y transferencia de calor.

Para la presente aplicación, éstos son:

- 1) La planta no tiene un sistema de vapor. La única carga térmica la constituye el calentamiento de aire en el equipo CAAE, lo que es resuelto mediante la combustión en el equipo mismo.
- 2) Si bien el o los turbogrupos de gas no pueden ser instalados en el lugar en que se encuentran los quemadores de los equipos en el nivel +5.20 m del edificio destinado al sistema de calentamiento e impulsión del aire de secado, en planta baja (nivel

- +0.00 m) y muy próximos al área de quemadores, existe un lugar disponible de 23.90 x 6.00 m en planta, y 5 m de altura en el que es posible la instalación de turbogrupos de gas del tamaño necesario y los conductos de distribución de los gases que atravesarían en su mayor parte, espacios por donde circula el aire caliente hacia el secador. Las superficies de los conductos podrían pues contribuir a la transferencia térmica.
- 3) Si bien el lugar indicado no se encuentra en el área de servicios, se destaca que las subestaciones eléctricas de toda la planta se encuentran en el nivel +0.00 m. del mismo edificio, por lo que el nuevo ordenamiento no sería carente de racionalidad al agrupar el o los equipos de generación eléctrica con los de transformación y distribución.
 - 4) El estudio de la distribución de presiones a lo largo del recorrido del fluido caliente a través del circuito de recirculación de gases impulsado por un ventilador centrífugo de velocidad constante, indican que existirá una ligera sobrepresión con relación a la presión atmosférica en la derivación hacia la chimenea. Puesto que esta derivación se encuentra en el conducto de impulsión del ventilador, se deduce que en prácticamente todo el resto del circuito, la presión del gas será inferior a la atmosférica, por lo que la contrapresión al escape de la turbina de gas será poco significativa.
 - 5) La eficiencia entálpica del equipo CAAE en cuanto a la transferencia térmica es muy elevada. La temperatura de los gases que se eliminan por la chimenea es del orden de los 50°C durante la mayor parte del ciclo de secado. La inversión correspondiente a este equipo de muy elevada calidad técnica ya ha sido realizada, y el mismo se encuentra en muy buen estado, por lo que su reemplazo o utilización parcial no es recomendable.
 - 6) Si se utilizara un sistema a vapor, el turbogenerador y el HRSG podrían instalarse en el área de servicios distante unos 100 m de los equipos CAAE. Si en este sistema se desea mejorar la transportabilidad y la transferencia térmicas, sería necesario aumentar la presión, con lo que aumentan las pérdidas en la caldera, en los conductos, por falta de subenfriamiento del condensado, por purgas de calderas, etc.

V.2) Características del equipo de secado.

El sistema de secado (figura III.1), tiene un calentador de aire en dos etapas. El primero precalienta regenerativamente el aire desde la temperatura ambiente hasta una intermedia, mediante la corriente de aire húmedo proveniente del secador, y el segundo (equipo CAAE) desde ésta hasta la temperatura final determinada por el programa del proceso.

De acuerdo a la forma en que varían los valores programados para el sistema, se distinguen en rasgos generales, tres etapas:

- a) Calentamiento del sistema, en el que tanto el caudal como la temperatura del aire aumentan, llegando ésta a 60°C.
- b) Una etapa de secado a temperatura del aire constante, de 60°C, con una reducción gradual de su caudal.
- d) Una etapa final, en la que la temperatura se incrementa hasta 85°C, mientras el caudal sigue reduciéndose.

Es de destacar que no se trata de un programa standard que se repite permanentemente, puesto que el proceso depende de las condiciones del aire exterior en cuanto a su temperatura y humedad, variable no solo de una estación a otra, sino de un día a otro y su variación a lo largo del intervalo de tiempo del procesamiento de una carga. Considerado estrictamente, no habría un proceso igual a otro.

Sin embargo, en la realidad, el proceso constituye una rutina típica que ha sido caracterizada, a la que se superponen variaciones que resultan poco significativas.

Esto permite analizar el sistema sobre la base del "proceso típico", hipótesis simplificativa que permite suponer que todos los procesos que se cumplen durante el año son iguales. En efecto, el consumo específico de combustible del sistema para el secado durante todas las épocas del año se mantiene prácticamente constante, como se explicó en el Capítulo III.

Los parámetros que han sido considerados típicos son los que se dan en la Tabla III.2

La temperatura de los gases (fluido caliente) a la entrada a la sección de transferencia de calor en el CAAE t_{ge}^{CAA} es un valor ideal, y ha sido obtenido por cálculo mediante el balance entálpico

Las variaciones de temperatura de entrada del aire (fluido frío) se encuentran atenuadas con relación a las condiciones ambientales debido al precalentamiento que sufre en el regenerador. Debe notarse además que en períodos de baja temperatura, los valores de humedad absoluta del aire exterior son menores, lo que favorece al proceso de secado.

El aire de combustión que utilizan los quemadores se toman de una sala de quemadores que mantiene una temperatura ambiente elevada. Si bien esta temperatura no alcanza las de salida de gases por la chimenea, la no inclusión del calor sensible del aire en el balance del quemador no produce errores significativos.

El esquema del equipo CAAE (Figura III.2) muestra los componentes del sistema. La instalación de secado tiene 4 de tales equipos iguales y operando en paralelo integrado al único sistema de secado existente. En el presente trabajo, salvo que se indique lo contrario, el término CAAE se referirá al conjunto de 4 equipos calentadores indirectos. En el futuro existe en previsión la instalación de un segundo sistema de secado.

a) Sección de transferencia térmica.

La transferencia se realiza entre los gases de combustión (fluido caliente), y el aire de secado (fluido frío).

Consiste en una cámara de mezclado y haces tubulares de acero inoxidable en las zonas de alta temperatura del gas y de vidrio en las menores, con 4 pasos en total.

El fluido caliente circula por dentro de los tubos cediendo calor al aire de secado hasta llegar a una temperatura de salida de unos 50 a 90°C, aspirado por un ventilador de recirculación (1 por cada equipo).

b) Ventilador de recirculación. (Schröter MK560/3006H sp)

Cada uno de los 4 ventiladores centrífugos de recirculación están dimensionados para un caudal de 19650 kg/hora (78600 kg/hora en total), y operan a velocidad constante (1470 rpm). Puesto que la temperatura de los gases en la aspiración de los equipos es del orden de 50°C salvo en la fase final del proceso en la que la demanda térmica es menor, es posible considerar que el caudal de gases se mantiene constante.

Considerando las presiones absolutas a lo largo de la trayectoria del fluido caliente, se observa que el punto de contacto con el exterior se produce a través de la chimenea, por lo que la presión en la impulsión del ventilador será:

$$p_{impuls}^{V.Re\ circ} = p^{amb} + \Delta p^{Chimen} \quad [V.1]$$

Siendo la diferencia total de presiones que produce el ventilador, de 25 mbar, se comprende que la presión del fluido caliente a lo largo de su recorrido se mantiene inferior a la presión ambiente.

c) Quemador de gas natural (Weishaupt G10/1-D)

Cada quemador con que está equipado un equipo CAAE produce 3850 kW de potencia calórica (15400 kW para los 4 equipos), con un exceso de aire del 10% como potencia nominal, pudiendo regular en menos según los requerimientos del sistema.

V.3) Análisis del equipo CAAE para una condición operativa

Para la visualización de los parámetros e indicadores de este equipo, se ha seleccionado la siguiente condición

Hora	$\dot{m}_a^{CAA E}$	$t_{ae}^{CAA E}$	$t_{as}^{CAA E}$	$t_{ge}^{CAA E}$	$t_{gs}^{CAA E}$	$\dot{Q}_{Dem}^{CAA E}$
	kg/hora	°C	°C	°C	°C	kWh/h
10	1087035	26	60	473.94	50	10314.19

Tabla V.1: Parámetros operativos típicos del CAAE.

La demanda térmica $\dot{Q}_{Dem}^{CAA E}$ calculado para el calentamiento del aire entre sus temperaturas de entrada y salida de 26 y 60 °C respectivamente es de:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Dem}^{CAA E} &= 37130682 \text{ kJ/hora} = 10314.19 \text{ kW} \\ &= 704 \text{ kg/hora de gas natural.} \end{aligned}$$

Para una combustión de metano con aire con un exceso de aire del 20% son:

Relación A/C estequiométrica: 17.13
 Relación aire combustible real: 20.55

Su composición gravimétrica porcentual será:

Combustible en la mezcla 4.64%
 Aire de combustión: 95.36%

y sus caudales:

Combustible en la mezcla 704.34 kg/h
 Aire de combustión: 14475.40 kg/h
 Caudal total de gases: 15179.74 kg/h

Siendo:

Caudal total de circulación 78600 kg/h

Y:

Caudal total de gases (quemador): 15179.74 kg/h

será:

Caudal de recirculación: 63420.26 kg/h

o sea que de los gases de circulación como fluido caliente en el sistema CAAE, el 19.31% es aportado por el quemador, y 80.69% es reciclado del ciclo anterior, para la condición operativa considerada.

Un incremento de la demanda de calor podrá ser respondido por el sistema incrementando el caudal de gases del quemador, con lo que aumentarán la temperatura de la mezcla, y consecuentemente la transferencia de calor. La temperatura de "entrada" de los gases a la sección de transferencia térmica, de 474°C, es todavía baja con relación a la máxima temperatura admisible del equipo especificada por el fabricante en 700°C, lo que indica una efectividad térmica y capacidad de transferencia térmica en exceso a lo necesario.

La simple consideración del balance de masas del sistema permite concluir que el caudal de gases a chimenea es igual a la masa de reactantes que el quemador procesa.

Resultan los siguientes parámetros:

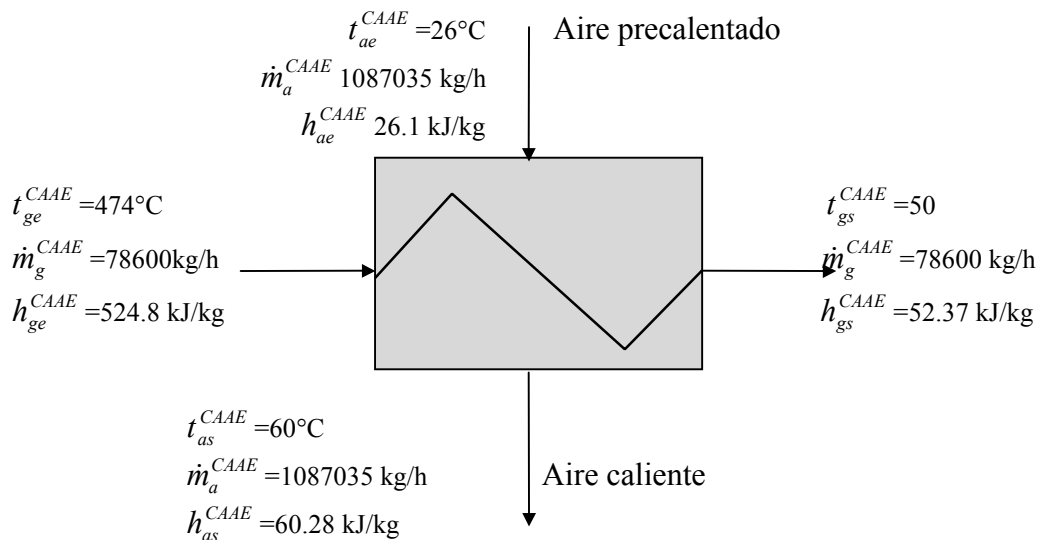


Figura V.1: Corrientes de fluido caliente y frío

El potencial termométrico de este aparato es:

$$(t_{ge}^{CAA E} - t_{ae}^{CAA E}) = 448^{\circ}\text{C}$$

y las capacidades calóricas:

del fluido caliente: $C_c = 87572.4 \text{ kJ/h/}^{\circ}\text{C}$

del fluido frío: $C_f = 1092079 \text{ kJ/h/}^{\circ}\text{C}$

el valor mínimo: $C_{\min} = 87572.4 \text{ kJ/h/}^{\circ}\text{C}$

y:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.080$$

En consecuencia, el flujo térmico máximo equivalente para una disposición en contracorrientes será:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \times (t_{ge}^{CAAE} - t_{ae}^{CAAE}) = 39232418 \text{ kJ/hora}$$

El flujo calórico intercambiado es:

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{Q}_{gases} = \dot{Q}^{CAAE} = 37130682 \text{ kJ/h}$$

y la efectividad térmica:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}^{CAAE}}{\dot{Q}_{\max}} = 0.94643 = 94.643\%$$

En número de unidades de transferencia NTU se obtiene de las expresiones [Shah, 1983]: para disposición *crossflow*. (one flow mixed, other unmixed).

Para C_{\min} *mixed*, C_{\max} *unmixed*:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU \times C^*)\right] / C^*\right\} \quad [V.2]$$

y para C_{\min} *unmixed*, C_{\max} *mixed*:

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left\langle 1 - \exp\left\{-C^* \left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\} \right\rangle \quad [V.3]$$

Resolviendo esta última ecuación para NTU, con:

$$\varepsilon = 0.94643$$

y

$$C^* = 0.080$$

por iteración, resulta:

$$NTU = 4.15226$$

La conductancia global del aparato es pues:

$$K.A = NTU \times C_{\min} = 4.15226 \times 87572.4 = 363623.2 \text{ kJ/(h.}^\circ\text{C)}$$

lo que da adicionalmente una idea del tamaño geométrico del aparato, cuya superficie, dependiendo de las restricciones de pérdidas de carga que se impongan, estará en el orden de los 2000 m².

Esto muestra claramente la inconveniencia de recomendar la sustitución de este equipo existente y en buen estado, por un calentador a vapor.

V.4) Factibilidad técnica de la utilización de este aparato como componente del sistema de cogeneración

De acuerdo a lo visto precedentemente, el equipo se encuentra en condiciones de transferir las cantidades necesarias de calor, con temperaturas de "entrada" de gases a la sección de transferencia térmica de los equipos CAAE que, para la corrida adoptada como típica, no excede los 550°C.

Esta temperatura se logra en el equipo existente mediante una mezcla de gases de combustión de alta temperatura generada por el quemador, y gases de recirculación a temperaturas inferiores a 100°C, típicamente unos 50°C, con una relación de renovación del 19.31% para las condiciones operativas del ejemplo presentado en (V.3)

Actualmente, las temperaturas de gases de escape de las turbinas de gas son en general del orden de los 500°C, por lo que de disponer de gases a esta temperatura, 500°C, estos gases podrían ser admitidos a la sección de transferencia térmica con una relación de renovación de hasta el 100% lo que permitiría suministrar el calor demandado por el aire hasta un cierto nivel. Una mayor demanda de calor haría necesario aumentar la temperatura del fluido caliente por encima de los 500°C, lo que es posible mediante la combustión suplementaria, por ejemplo mediante la operación a muy baja carga del quemador de cada unidad CAAE.

Según se explicó en el Capítulo II, la combustión suplementaria o la operación de los quemadores del CAAE son procesos *Fuel to Heat* que degrada la calidad del sistema de cogeneración, por lo que resulta conveniente seleccionar el turbogruppo teniendo en cuenta que la unidad seleccionada tenga la mayor temperatura posible de los gases de escape. El caudal de gases de escape deberá ser limitado a unos 78600 kg/hora, salvo que se piense en que en el futuro existirá una segunda línea de secado a la que pudieran derivarse los excedentes.

Por el contrario, el conducto de gases de escape desde la turbina de gas hasta la entrada a los 4 equipos CAAE operará a elevadas temperaturas, por lo que su diseño debe contemplar esta circunstancia. Estos conductos, utilizados normalmente en ciclos combinados, incluyen expansores de dilatación y aislación térmica interna con lana de fibra cerámica, aunque en el presente caso las especificaciones de aislación no requieren ser muy severas puesto que las pérdidas no serían tales debido al

trazado de los conductos, sino que serían recibidas por el aire a calentar.

Para una relación de renovación del 100%, el caudal de gases sería de 78600 kg/hora (21.83 kg/s), por lo que se requerirían conductos de aproximadamente 0.8 m² de sección para suministrar a cada una de las 4 unidades CAEE, para una velocidad de escurrimiento de 15 m/s.

Si las temperaturas de los gases de escape son mas elevadas, el caudal necesario será menor en la mayor parte del tiempo del ciclo de secado.

V.5) Análisis cuantitativo del esquema conceptual

Nos proponemos realizar una exploración exhaustiva de las performances operativas del sistema constituido por el esquema conceptual definido arriba, e implementado con una cantidad de opciones de turbogrupos. La demanda térmica del sistema es el calor necesario para calentar el aire de secado en el equipo CAEE existente, siendo la magnitud de dicha demanda variable en el tiempo.

Actualmente, el equipo CAEE, cuyo fluido caliente es gas de combustión generado por los quemadores del equipo, circula a lo largo de las superficies de transferencia, a caudal constante. En consecuencia, la regulación de la cantidad de calor a entregar al fluido frío (aire de secado) debe hacerse variando la temperatura del fluido caliente, y esto es posible mezclando en la relación adecuada los gases de alta temperatura provenientes de los quemadores, con los salientes de la sección de transferencia térmica. Para una operación típica, generalmente se requiere mezclar aproximadamente un 20% de gases provenientes de los quemadores con un 80% de gases de recirculación. El caudal de gases que se eliminan por la chimenea coincide con el caudal total generado por los quemadores.

Siendo la temperatura con que los gases deben ingresar a la sección de transferencia térmica del CAEE, del orden de los 400 a 550°C, el calor residual de un turbogrupo de gas puede contribuir fuertemente a satisfacer la demanda térmica. Si el caudal de gases de escape del turbogrupo es igual o mayor que los 78600 kg/hora (caudal constante del fluido caliente en el CAEE), se requerirá una recirculación de gases o una combustión suplementaria según que la temperatura del fluido caliente deba ser menor o mayor que la temperatura a la que llegan al CAEE los gases de escape del turbogrupo. Cuando ambas temperaturas coinciden, no serán necesarias ni la recirculación ni la combustión suplementaria, supuesto que las propiedades termofísicas de los gases de combustión de los quemadores y el de escape del turbogrupo de gas son iguales en el rango de temperaturas a que se encuentran sometidas a lo largo de las

superficies de transferencia. En este caso, el 100% de los gases calientes serán aportados por el escape de la TG y posteriormente serán evacuados por la chimenea. (modo *once through*).

En resumen, el esquema conceptual consiste en utilizar directamente los gases de escape del turbogrupo de gas como componente de renovación de la mezcla de gases que constituyen la corriente del fluido caliente, en forma parcial, total, o suplementada con combustión suplementaria en quemadores adicionales según sean los estados de carga térmica del sistema, crecientes y referidos al estado de los gases de escape del turbogrupo considerado.

La hipótesis simplificativa que se mencionó arriba puede ser considerada aceptable debido a que el combustible utilizado es gas natural en todos los casos, y que las variaciones de composición por diferencia de excesos de aire no producen variaciones muy significativas de las propiedades del gas producto de combustión. Su aplicación permite excluir la consideración de la composición de los gases para diferentes relaciones de recicló. Sin embargo, en la consideración de las relaciones entalpía-temperatura, se han adoptado las tres correlaciones siguientes, de la forma:

$$h_{gas} = a \cdot t^2 + b \cdot t + c \quad (\text{kJ/kg}) \quad [\text{V.4}]$$

con:

$$\begin{aligned} a &= 12.14 \times 10^{-5} \\ b &= 0.9976451 \\ c &= 0.7038717 \end{aligned}$$

para gases de escape de turbina de gas, con A/C=60, en el intervalo de temperatura (50,650°C).

$$\begin{aligned} a &= 5.82 \times 10^{-5} \\ b &= 1.1750186 \\ c &= -63.630967 \end{aligned}$$

para gases de un combustor, con A/C=20, en el intervalo de temperatura (800,1900°C).

$$\begin{aligned} a &= 6.656 \times 10^{-5} \\ b &= 1.0171059 \\ c &= 0 \end{aligned}$$

para los gases a chimenea del CAAE, con A/C=50 en el intervalo de temperatura (0,110°C).

Puesto que el CAAE opera aproximadamente unas 20 horas, si el turbogrupo opera en forma continua las 24 horas del día a su carga nominal, y dado que la demanda térmica es variable, existirán momentos en los que el gas de escape debe ser venteado en forma total o parcial. Esta situación mejorará sustancialmente cuando opere también la segunda línea de secado prevista en el programa de expansiones de la Planta. Esto hace necesario analizar esta situación, con varios desfases entre ambos procesos.

Para la realización del análisis técnico se considerarán:

V.5.1) Proceso de secado típico, caracterizado por los parámetros tabulados en (V.2).

V.5.2) Circunstancia actual con una línea de secado, y futura con dos líneas, con desfases discretos entre ambos procesos para visualizar tendencias.

V.5.3) Turbogrupos preseleccionados, abierto para poder analizar otras unidades si se requirieran.

V.5.4) Parámetros del sistema de cogeneración con la integración del equipo CAAE.

Los temas listados precedentemente se utilizan como guía para la confección de un programa de análisis teniendo en cuenta los aspectos comentados.

V.5.1) Proceso de secado típico, caracterizado por los parámetros tabulados en (III.2).

En la tabla III.2 se dan los valores de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos que intercambian calor, y los caudales de aire de secado a calentar. El calor intercambiado puede ser calculado como el calor absorbido por el aire, en función de sus temperaturas extremas, con un calor específico de 1.005 kJ/kg/°C.

Estos valores han sido medidos para el ciclo de secado (20 mediciones, una cada 1 hora), y se encuentran graficados en las figuras:

Figura III.5: Temperatura de entrada y salida de aire, y de salida de gases por la chimenea.

Figura III.6: Caudal de aire y caudal demandado.

Figura III.8: Temperatura calculada de entrada de gases

y constituyen los parámetros de la demanda de calor que han sido considerados típicos, y adoptados como tales para la realización de los cálculos.

La variación de los parámetros en el tiempo puede ser expresado por la ecuación de regresión de los puntos representativos de las mediciones realizadas por valores discretos, o por sus valores numéricos. En el presente trabajo se ha preferido conservar los valores discretos medidos, puesto que la representación gráfica muestra figuras no muy fáciles de regresionar, y porque con relación a algunos puntos que podrían ser considerados

influenciales, no existen evidencias de que se traten de mediciones erróneas.

Se hace notar que no ha sido necesario recurrir al cálculo de la transferencia térmica, o sea modelizar la transferencia térmica del CAAE, debido a que los parámetros han sido obtenidos por medición de un fenómeno que ha sucedido en la realidad. Un modelo de simulación puede ser de utilidad cuando no se dispone de la mencionada información.

V.5.2) Circunstancia actual con una línea de secado, y futura con dos líneas, con desfases discretos entre ambos procesos

Lo comentado en el punto anterior corresponde a una línea de secado. Está prevista la ampliación con la instalación de un segundo secador igual al existente.

Puesto que no se ha tomado aún la decisión de adoptar el desfase entre ambos procesos, se ha previsto poder variar el mismo en forma discreta, en los siguientes valores:

4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, y 15 horas

Para cada desfase, se deberán considerar las demandas térmicas individuales de cada equipo, y componer las mismas en el programa, lo que ha sido realizado para los parámetros necesarios para los cálculos posteriores.

En el Capítulo III, Figuras III.6, III.9, III.10 III.11, III.12, III.13, y III.14 se muestran las demandas de calor de 1 y 2 equipos, y la resultante de ambos, para 4, 6, 8, 10, 12, y 14 horas

V.5.3) Turbogrupos preseleccionados, abierto para poder analizar otras unidades si se requirieran.

De acuerdo a los elementos de juicio vistos anteriormente se considera oportuno analizar el comportamiento del sistema con los siguientes turbogrupos de gas existentes en el mercado:

Tabla V.2: Turbogrupos preseleccionados

Identificación Turbogrupos	Poten kW	Cons.Es kJ/kWh	Rendim %	Gases kg/s	Tgases °C
Allison 501 KB5	3693	12676	28.40	15.69	532.8
Allison 570 K	4589	12931	27.84	18.96	562.8
Allison 571 K	5588	11232	32.05	20.05	533.3
Solar Centaur	3130	13652	26.37	17.81	448.9
Centaur Type H	3880	12866	27.98	17.74	515.6
Centaur Taurus	4370	13024	27.64	20.79	498.9
MAN GHH THM1205	5600	15000	24.00	34.60	498.0

EGT Typhoon M	4743	12036	29.91	19.50	519.0
EGT Tornado	6031	12203	29.50	27.90	480.0

Esta información se dispone en una base de datos, de tal forma que puedan ser extraídos por el programa mediante las funciones de búsqueda.

De considerarse necesario, es posible ampliar la base de datos con los de otras unidades cuyo análisis pudieran ser considerados de interés.

Desde el punto de vista de la integración del turbogenerador al equipo CAAE, resultan de importancia los datos correspondientes a los gases de escape (caudal y temperatura). Las performances del equipo, potencia y consumo específico serán relevantes para la evaluación del sistema energético integral.

A efecto de tener en cuenta las pérdidas de calor por los conductos, se ha previsto un Δt cuyo valor debe ser ingresado al programa. Preliminarmente se ha establecido un valor de 20°C, o sea unas 23 kJ/kg.

No se han considerado las diferencias entre las composiciones del gas de escape de estos turbogrupos debido a que no se esperan diferencias significativas entre una máquina y otra puesto que usarían el mismo combustible (gas natural). Se ha definido pues una única relación temperatura-entalpía como se explicó en (V.5).

V.5.4) Parámetros del sistema de cogeneración con la integración del equipo CAAE

El cálculo de estos parámetros es el objetivo del programa integrado por los archivos:

Tesis1A.WQ1
Tesis1B.WQ1
Tesis1C.WQ1

El primero determina los parámetros de los dos ciclos de secado para diferentes desfases de 4 a 15 horas en intervalos de 1 hora, para posteriormente ser procesados en Tesis1B.WQ1.

Este segundo archivo tiene incorporados:

- a) Un programa para la determinación de la entalpía de los gases de combustión del quemador suplementario de gas natural para diferentes relaciones de exceso de aire.

- b) La determinación de los coeficientes de la ecuación cuadrática temperatura-entalpía de los gases, para los casos característicos de composición y los rangos de temperaturas de interés.
- c) la base de datos de los turbogrupos, los que pueden ser seleccionados ingresando un número identificatorio según el siguiente menú:

1. Allison 501 KB5
2. Allison 570 K
3. Allison 571 K
4. Solar Centaur
5. Centaur Type H
6. Centaur Taurus
7. MAN GHH THM1205
8. EGT Typhoon M
9. EGT Tornado

El tercer archivo se utiliza para ingresar los datos y presentar los parámetros de interés en un diagrama mímico del sistema, lo que puede hacerse cada hora. (intervalo entre las mediciones realizadas, y sobre las que se realiza el cálculo).

Resultan las siguientes relaciones:

$$\dot{m}_g^{CAAE} = \text{cte.} = 78600 \text{ kg/h} \quad [\text{V.5}]$$

$$\dot{m}_g^{CAAE} = \dot{m}_g^{\text{Recirc}} + \dot{m}_g^{\text{Chim}} \quad [\text{V.6}]$$

$$t_{g,\text{operat}}^{TG} = t_{g,\text{nom}}^{TG} - \Delta t_g^{TG} \quad [\text{V.7}]$$

$$t_g^{\text{Chim}} = t_g^{\text{Recirc}} = t_{g,s}^{CAAE} \quad [\text{V.8}]$$

$$\dot{m}_g^{CAAE} = \dot{m}_g^{\text{Recirc}} + \dot{m}_g^{\text{Burn}} + \dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} \quad [\text{V.9}]$$

$$\dot{m}_g^{CAAE} \cdot h_g^{CAAE} = \dot{m}_g^{\text{Recirc}} \cdot h_g^{\text{Recirc}} + \dot{m}_g^{\text{Burn}} \cdot h_g^{\text{Burn}} + \dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} \cdot h_{g,\text{operat}}^{TG} \quad [\text{V.10}]$$

y las restricciones:

$$0 \leq \dot{m}_g^{\text{Chim}} \leq \dot{m}_g^{CAAE} \quad [\text{V.11}]$$

$$0 \leq \dot{m}_g^{\text{Burn}} \quad [\text{V.12}]$$

$$0 \leq \dot{m}_{g,o}^{TG} \leq \dot{m}_{g,\max}^{TG} \left[= \min(\dot{m}_{\text{escape}}^{TG}, \dot{m}_g^{CAAE}) \right] \quad [\text{V.13}]$$

Se desea además maximizar $\dot{m}_{g,o}^{TG}$, y minimizar \dot{m}_g^{Burn} , o sea maximizar el concepto cogeneración, y minimizar el concepto *Fuel to Heat*.

Esto se ha realizado en el presente caso planteando las siguientes ecuaciones lógicas:

Para la corriente proveniente del turbogrupo de gas:

IF:

$$\dot{m}_g^{CAAE} \times \frac{h_{g,e}^{CAAE} - h_{g,s}^{CAAE}}{h_{g,\text{operat}}^{TG} - h_{g,s}^{CAAE}} \leq \dot{m}_{g,\max}^{TG} \quad [\text{V.14}]$$

THEN

$$\dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} = \dot{m}_g^{CAAE} \times \frac{h_{g,e}^{CAAE} - h_{g,s}^{CAAE}}{h_{g,\text{operat}}^{TG} - h_{g,s}^{CAAE}} \quad [\text{V.15}]$$

IFNOT:

IF:

$$\dot{m}_g^{\text{Recirc}} \geq 0 \quad [\text{V.16}]$$

THEN

$$\dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} = \dot{m}_{g,\max}^{TG} \quad [\text{V.17}]$$

IFNOT:

$$\dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} = \dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} + \dot{m}_g^{\text{Reciclo}} \quad [\text{V.18}]$$

Para la corriente de recirculación:

IF:

$$t_{g,e}^{CAAE} = 0 \quad [\text{V.19}]$$

THEN:

$$\dot{m}_g^{\text{Recirc}} = 0 \quad [\text{V.20}]$$

Este condicionamiento ha sido agregado para los períodos en los que el equipo se encuentra fuera de servicio (unas 4 horas por día), circunstancia en que el programa no indica la temperatura de los gases a la entrada a la sección de transferencia térmica del CAAE, lo que posteriormente, para la aplicación que nos ocupa, el programa interpreta como 0.

IFNOT:

$$\dot{m}_g^{Recirc} = \dot{m}_g^{CAAE} - \dot{m}_{g.operat}^{TG} - \dot{m}_g^{Burn} \quad [V.21]$$

Para la corriente de gases del quemador:

$$\dot{m}_g^{Burn} = \frac{\dot{m}_g^{CAAE} \times h_{g.e}^{CAAE} - \dot{m}_{g.operat}^{TG} \times h_{g.no\ min}^{TG} - (\dot{m}_g^{CAAE} - \dot{m}_{g.operat}^{TG}) \times h_{g.s}^{CAAE}}{(h_g^{Burn} - h_{g.s}^{CAAE})} \quad [V.22]$$

El cálculo de estos tres caudales constituye un lazo iterativo convergente, que puede requerir una cantidad de iteraciones mayor al establecido en el programa, y que en lo posible se trata de reducir a efecto de acortar el tiempo de cálculo. En el programa TESIS1A/B/C, estos cálculos se repiten para 60 horas, hora por hora (61 juego de valores) para poder calcular adecuadamente los valores medios diarios o por ciclos, y visualizar el efecto del desfasaje entre dos secadores. Para esto último, el programa contiene una tabla de cálculo con ecuaciones similares para el segundo secador, y que también calcula los valores para 60 horas.

A efecto de poder controlar si se ha alcanzado un grado de convergencia aceptable, se ha planteado para cada juego de valores horarios calculados, el balance de masa y de energía que indica con [1,0] si el balance se verifica o no con un margen de 5 en valor absoluto. Si se suman estas indicaciones, cada tabla deberá totalizar 122 como suma si todos los valores calculados satisfacen los balances con una tolerancia de ± 5 .

Cuando cada tabla (1 secador o 2 secadores) haya logrado una suma de 122, el programa indicará esta circunstancia con la inscripción "OK", en caso contrario la inscripción será "Pulsar F9" para desencadenar un nuevo ciclo de recalculación con las iteraciones especificadas. Habrán pues dos inscripciones, una para cada tabla de cálculo.

La tolerancia indicada de 5 unidades, con relación a los caudales en juego (78600 para el fluido caliente) o las cantidades de calor de magnitud aún mayor, es insignificante, pero el programa puede llegar a este nivel de convergencia muy rápidamente

Cada corrida corresponde a un determinado instante del ciclo de secado de entre los momentos en los que se han realizado las mediciones (o sea cada 1 hora), y para los parámetros de los gases de escape de la turbina de gas que se considere (cuyos datos son existentes en la base de datos). Este cálculo se realiza también para el segundo secador con desfasajes de 4 a 15 horas (hora por

hora) con relación al primero, lo que permite visualizar el efecto conjunto de ambos.

La instalación de un segundo secador en el futuro implica la de un segundo sistema de calentamiento de aire idéntico al existente, lo que se encuentra previsto el programa de expansiones.

A partir de los caudales de gases generados por el combustor, se determina la cantidad de combustible con la precisión que corresponde a los datos, espaciados en 1 hora durante el ciclo de secado.

En lo siguiente, se agregan los parámetros calculados por el programa cada 3 horas y para los turbogrupos Allison 501 KB5 (el de menor potencia) y el EGT Tornado (el de mayor potencia) entre los considerados.

Las características de los turbogrupos son:

Tabla V.3: Características de los turbogrupos de menor y de mayor potencia considerados en las corridas.

Identificación	Poten	Cons.Es	Rendim	Gases	Tgases
Turbogrupo	kW	kJ/kWh	%	kg/s	°C
Allison 501 KB5	3693	12676	28.40	15.69	532.8
EGT Tornado	6031	12203	29.50	27.90	480.0

Las figuras que se presentan a continuación son:

Tabla V.4: Índice de las figuras correspondientes a las corridas realizadas.

Figura	Título
V.2	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 3
V.3	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 6
V.4	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 9
V.5	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 12
V.6	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 15
V.7	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 18
V.8	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 3
V.9	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 6
V.10	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 9
V.11	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 12
V.12	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 15
V.13	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 18

Las mencionadas figuras representan:

El equipo CAAE compuesto de una cámara de combustión y mezcla con los gases de recirculación, seguido de un haz tubular de transferencia térmica de 3 pasos.

El ventilador de recirculación de 78600 kg/h de caudal de gases, y el quemador existentes.

El turbogrupo de gas a agregar con sus características técnicas nominales principales, y las conducciones de gases de escape, recirculación y combustible.

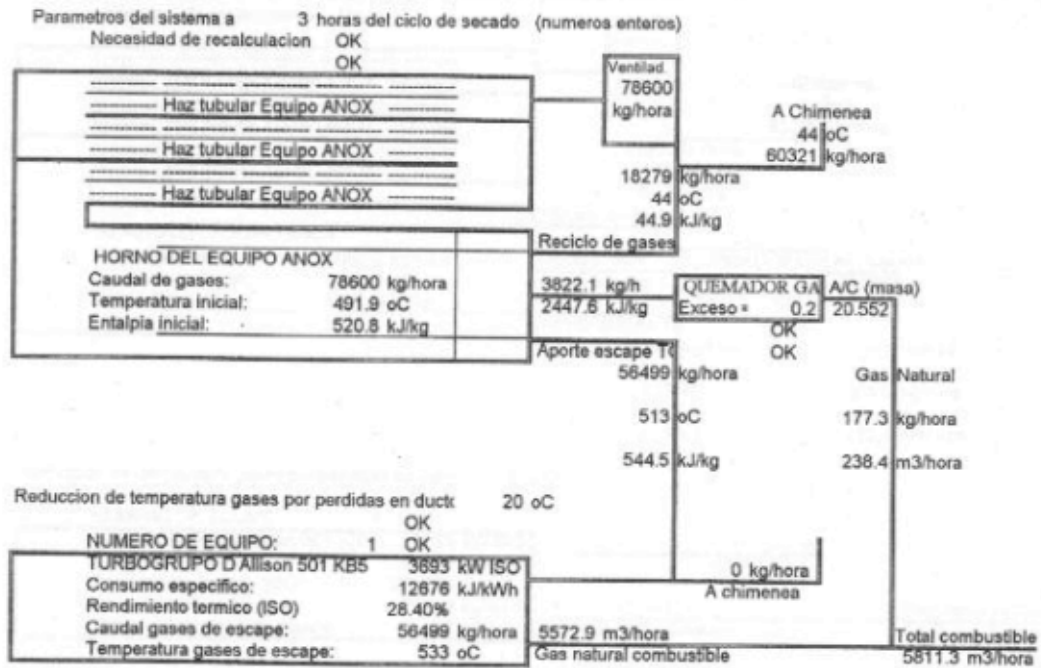


Figura V.2: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 3

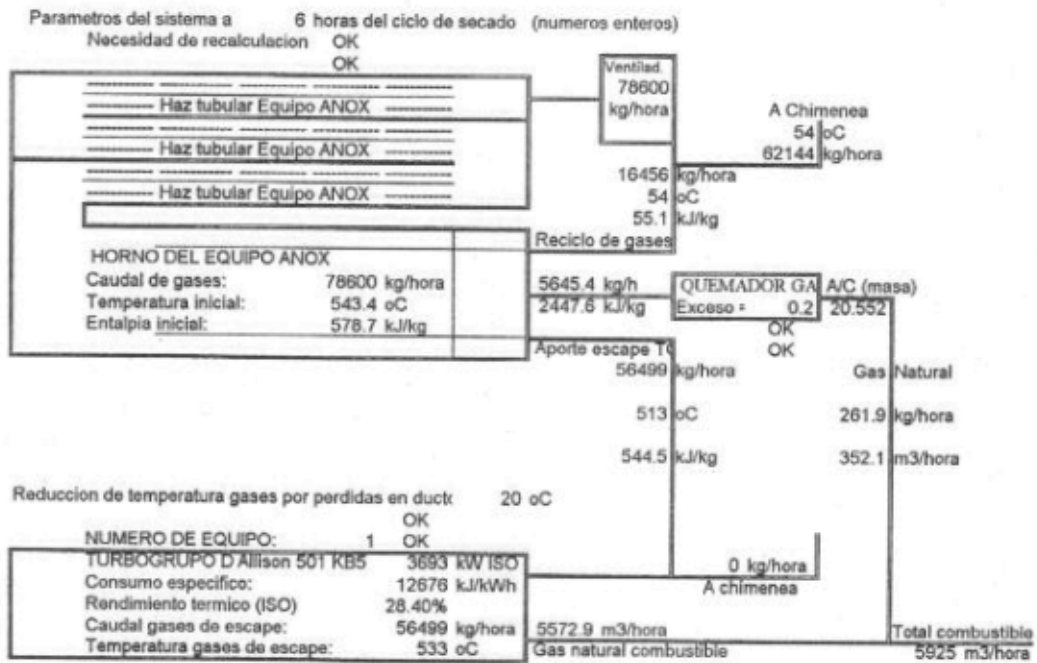


Figura V.3: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 6

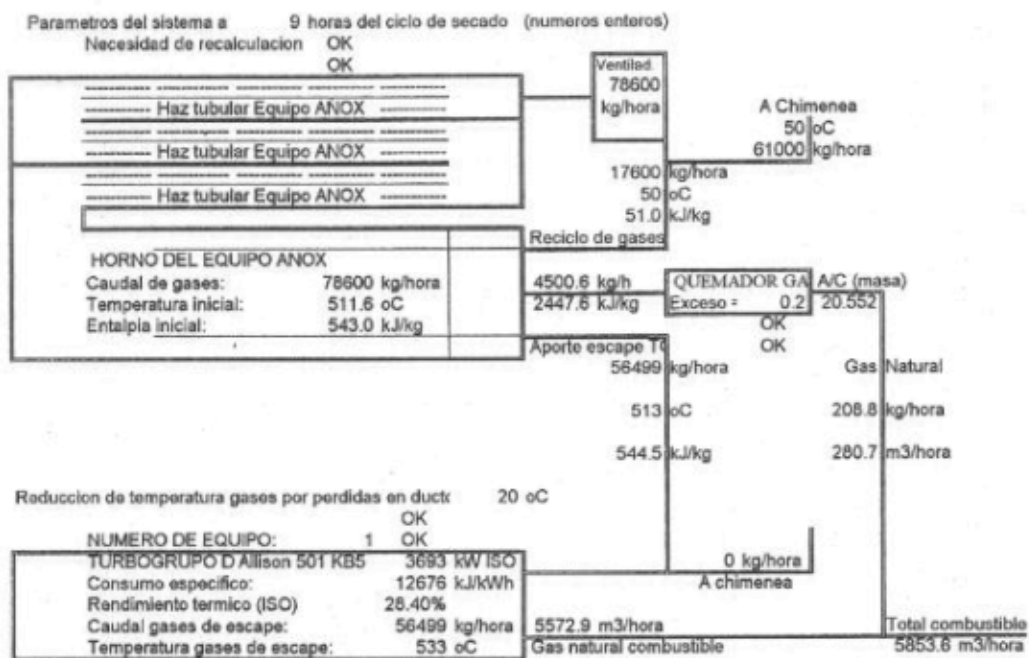


Figura V.4: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 9

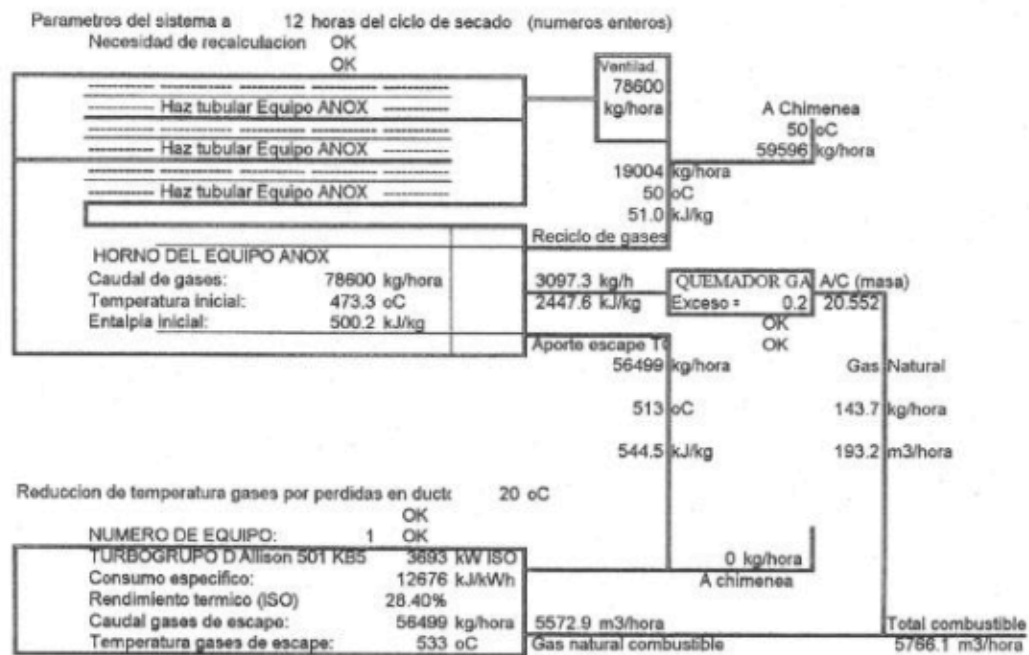


Figura V.5: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 12

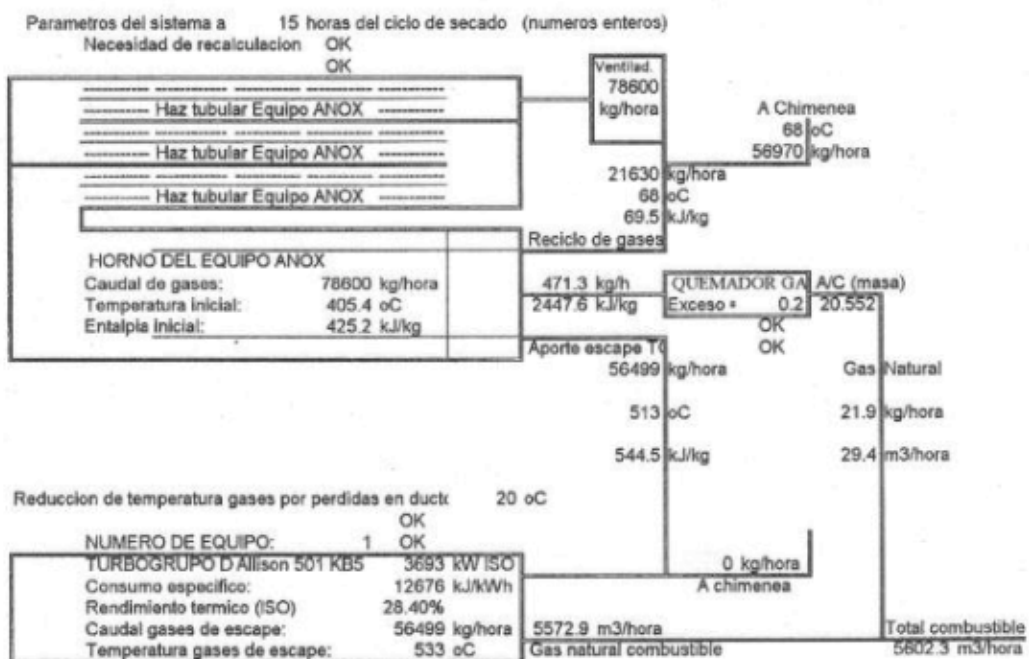


Figura V.6: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 15

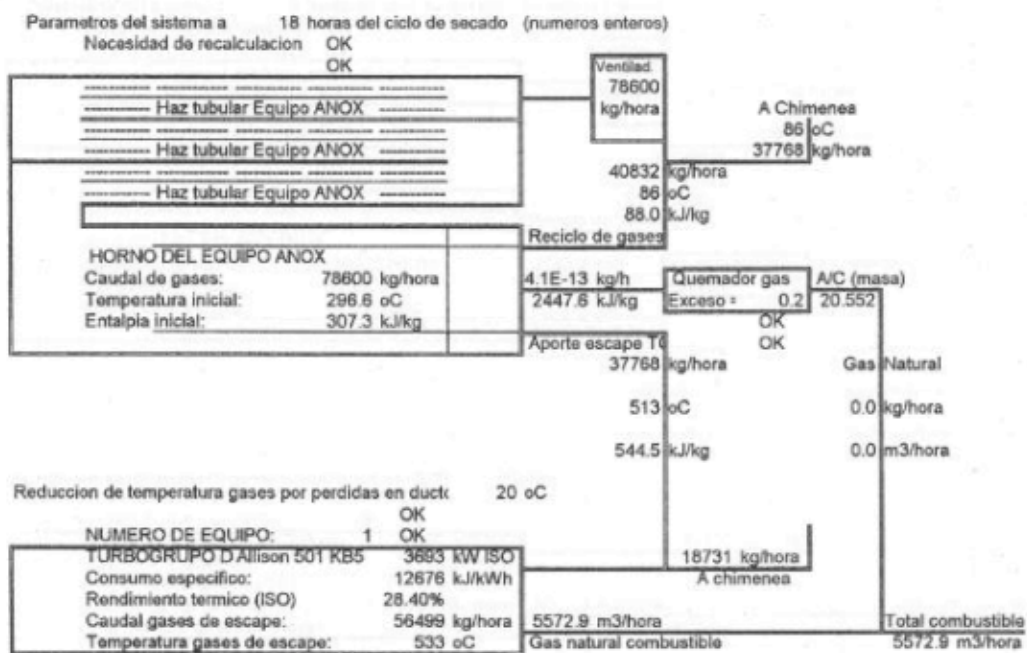


Figura V.7: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 18

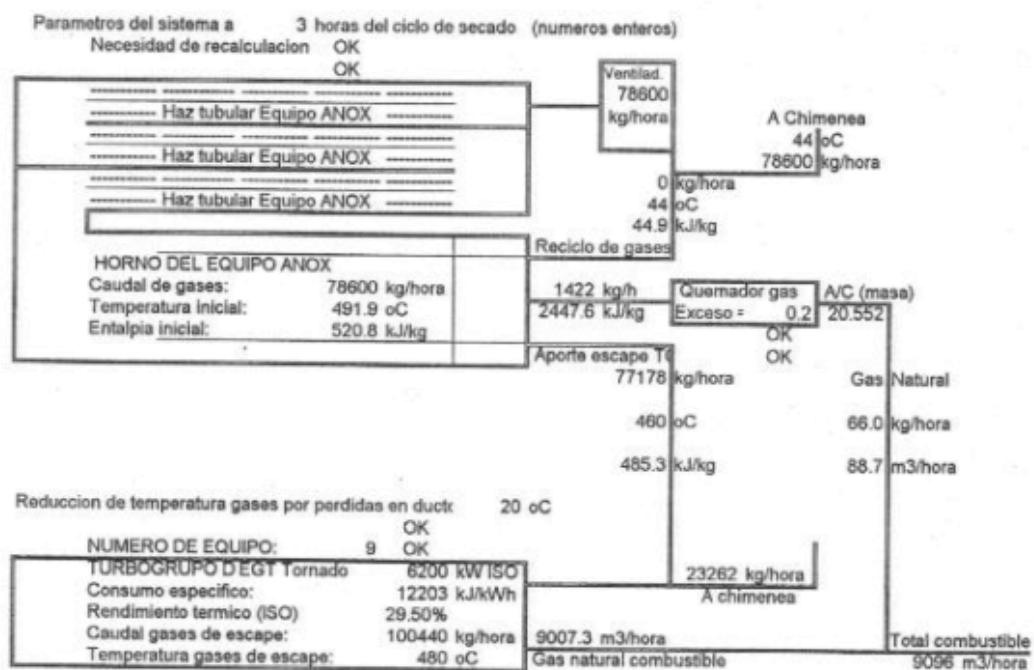


Figura V.8: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 3

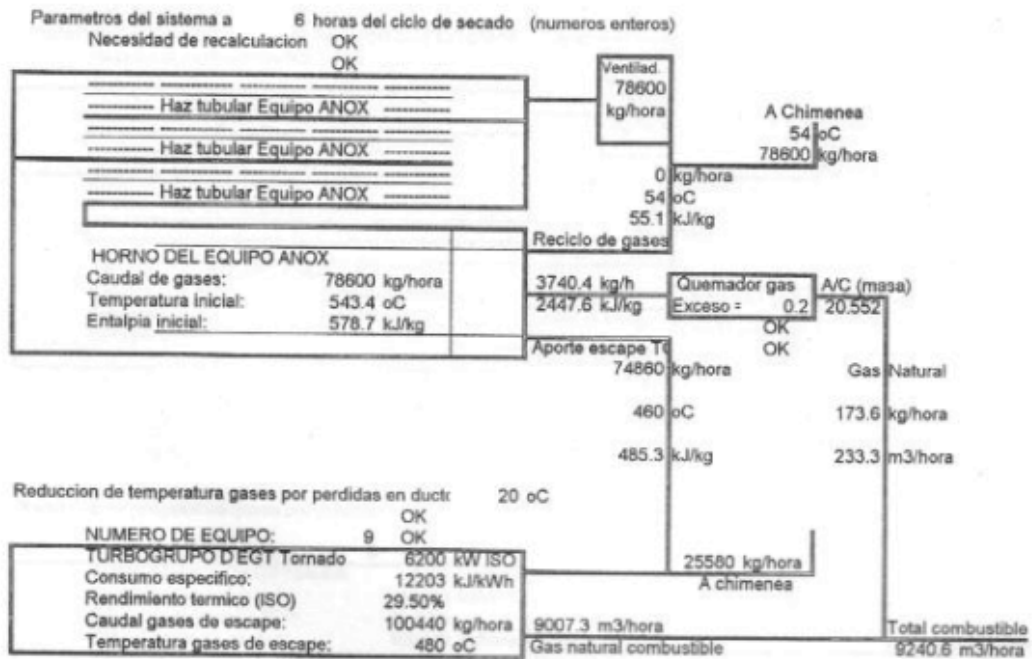


Figura V.9: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 6

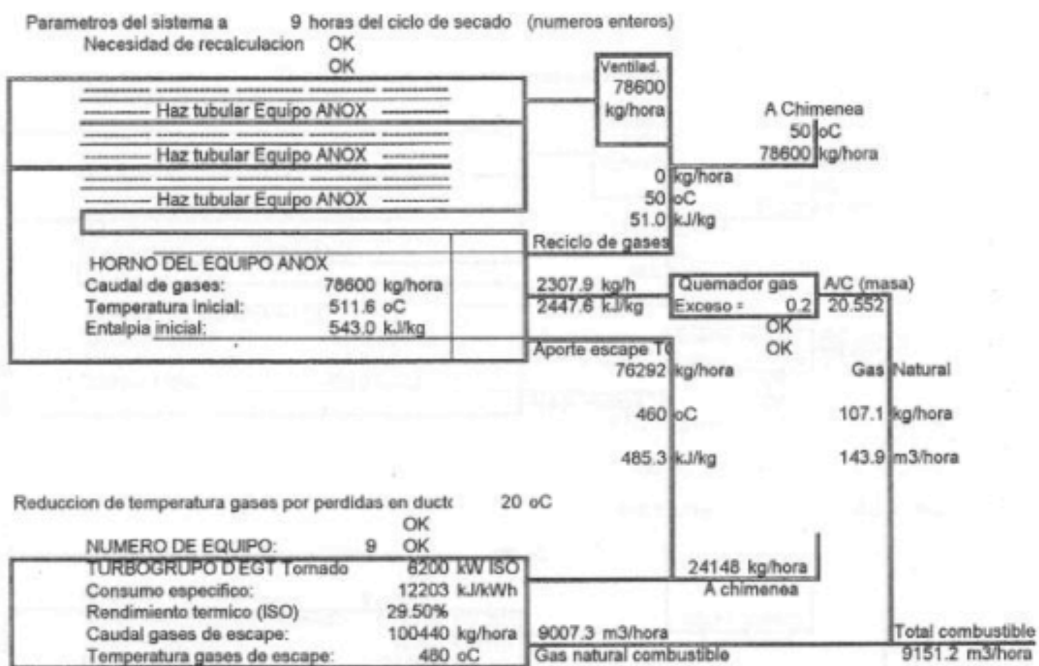


Figura V.10: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 9

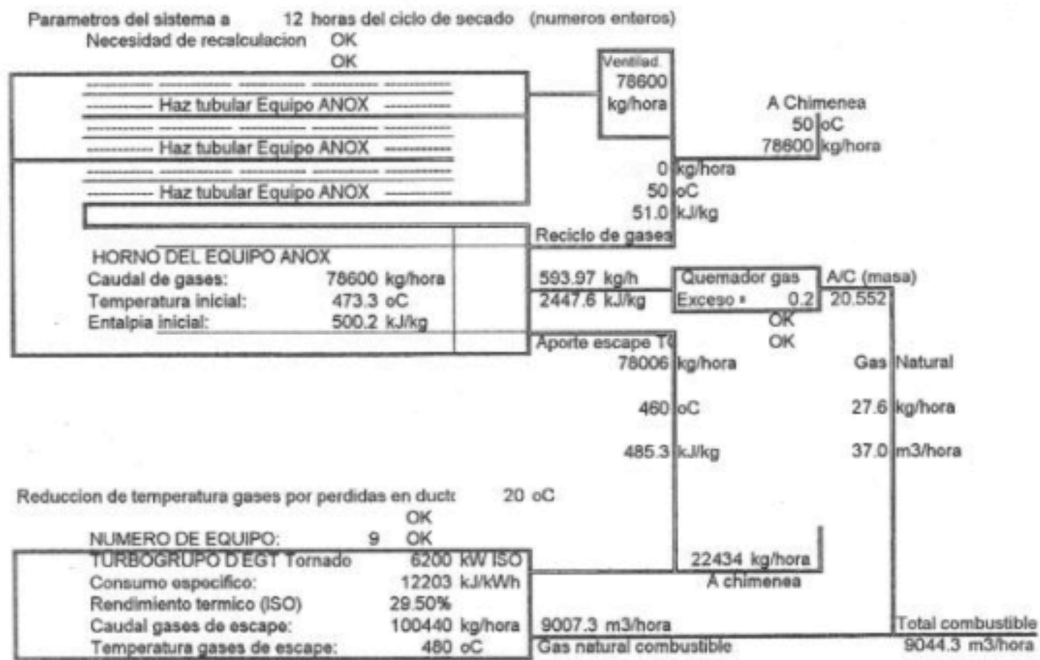


Figura V.11: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 12

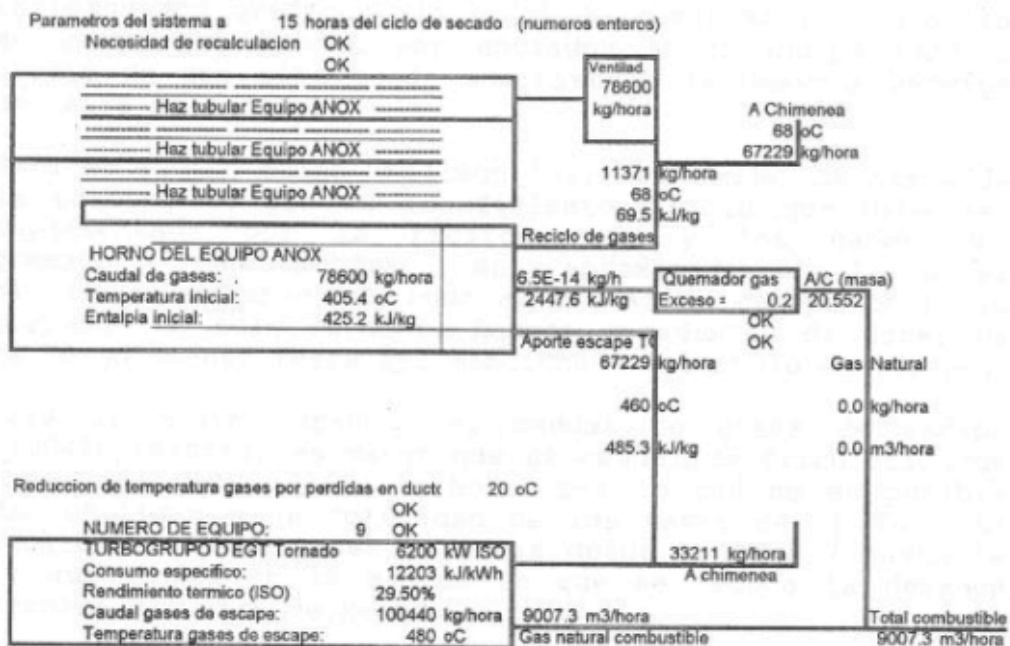


Figura V.12: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 15

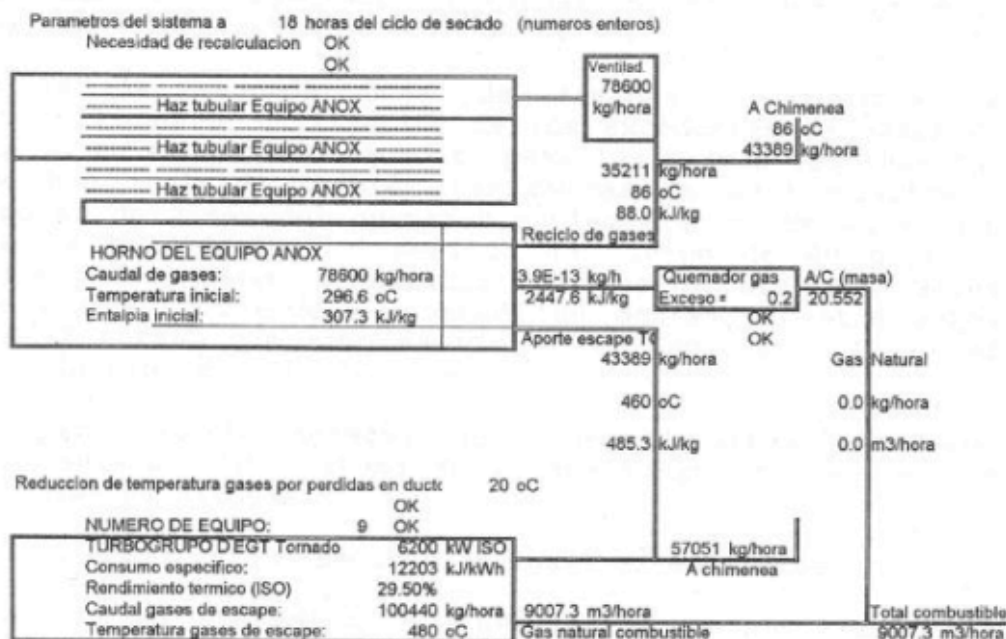


Figura V.13: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 18

En las 3 hojas de figuras siguientes se muestran, para los turbogrupos Allison 501 KB5 y EGT Tornado:

a) Caudales de gases al primer CAAE. (Fig. V.14 y 15)
 En estos dos gráficos (1a hoja) se muestran los caudales de gases que pueden ser enviados a un equipo CAAE a efecto de que este pueda suministrar la demanda térmica del aire de secado.

Para el equipo chico (Allison 501), el caudal de gases de la turbina de gas es insuficiente por lo que debe ser suplementado por la recirculación y los gases del quemador. Desde la hora 2 hasta aproximadamente la 16, el sistema puede absorber todo el caudal de escape de la TG operando un solo secador. Habrán excedentes de gases de la TG solamente fuera del mencionado intervalo de tiempo.

Para el equipo grande, el caudal de gases de escape (100440 kg/hora) es mayor que el caudal de circulación de gases del CAAE (78600 kg/hora) por lo que no es posible dar utilidad a la totalidad de los gases de la TG. La recirculación de gases se anula desde la hora 2 hasta la 13 aumentando en la medida en que se reduce la demanda térmica del aire de secado.

A pesar de que la TG produce un caudal de gases superior a la de circulación en el CAAE, su temperatura en ciertos

momentos de elevada carga térmica es inferior a la necesaria, por lo que debe operar el quemador suplementario inyectando un caudal de gases que reduce en la misma cantidad el aporte de la TG.

b) En la segunda hoja de láminas se muestra la posibilidad de utilización de los excedentes de gases de la TG en el segundo secador, para las mismas máquinas TG. Se han incluido también las curvas de recirculación y aporte de gases del quemador suplementario. En este caso se ha considerado un período de tiempo de 40 horas a efecto de poder visualizar lo que sucede con ambos secadores, habiéndose adoptado un desfase entre ambos de 12 horas, que como se vio en el Capítulo III, es el mas favorable. (Fig. V.16 y 17).

La previsión del agregado de la segunda línea de secado, con relación al sistema de cogeneración se basa en las siguientes hipótesis:

- I) El nuevo equipo secador es igual al existente.
- II) No se considera la instalación de un turbogrupo adicional, debido a que la potencia de la unidad más chica incluida en el análisis (Allison 501), es suficiente para cubrir la demanda eléctrica de la Planta ampliada. Además, el resultado de la instalación de un turbogrupo adicional para la segunda línea de secado de malta se regirá por las mismas conclusiones que se obtengan para el primero, por lo que resulta de mayor interés el análisis de dos líneas de secado con un único turbogrupo. Si para este caso, (un único turbogrupo), los resultados económico financieros para dos líneas de secado no son sustancialmente mejores que para una línea de secado, será necesario recurrir a otros elementos de juicio, como ser la mayor seguridad operativa en el suministro de electricidad a la Planta si se cuenta con dos unidades, y las consideraciones sobre las ventajas de transportar excedentes de energía a otras Plantas del grupo empresario.
- III) Uno de los equipos opera en el sistema de cogeneración como si fuera el único demandante de los gases de escape del turbogrupo de gas. El otro equipo recibe los excedentes de gases de escape, no demandados por el primero. Esta concepción operativa puede no ser la que finalmente se adopte, pero el cambio del prorrateo de los caudales disponibles entre los dos equipos, no producirá variaciones que hagan modificar las conclusiones del análisis. Se estima que la concepción operativa estará definida por las necesidades de la regulación de la temperatura del aire de secado, y que sus características pueden producir una reducción de la eficiencia de la utilización del calor residual del

turbogruppo, reducción que debe ser minimizado en lo posible.

IV) El secuenciamiento entre los ciclos de ambos secadores puede ser el que corresponda al logro de una carga energética uniforme, o algún otro criterio operativo diferente, por lo que se ha previsto en el programa, poder variar el desfasaje entre los ciclos de ambos secadores, entre 4 y 15 horas, en intervalos de 1 hora.

c) Por último, en la tercera hoja se dan los gráficos (todos generados por el programa Tesis1A/B/C), en las que se representan sobre un período de tiempo de 40 horas, las demandas de gases de escape de la TG de los secadores 1 y 2, y la resultante de la operación de ambos con un desfasaje de 12 horas. (Fig. V.18 y 19)

Como puede observarse, el equipo chico permite la utilización del 100% de la producción de gases de escape de la TG, mientras que en el grande, esto no es posible, existiendo período en los que la demanda compuesta de ambos secadores es en algunos momentos mayor, pero en otros menor que el caudal de escape de 100440 kg/h

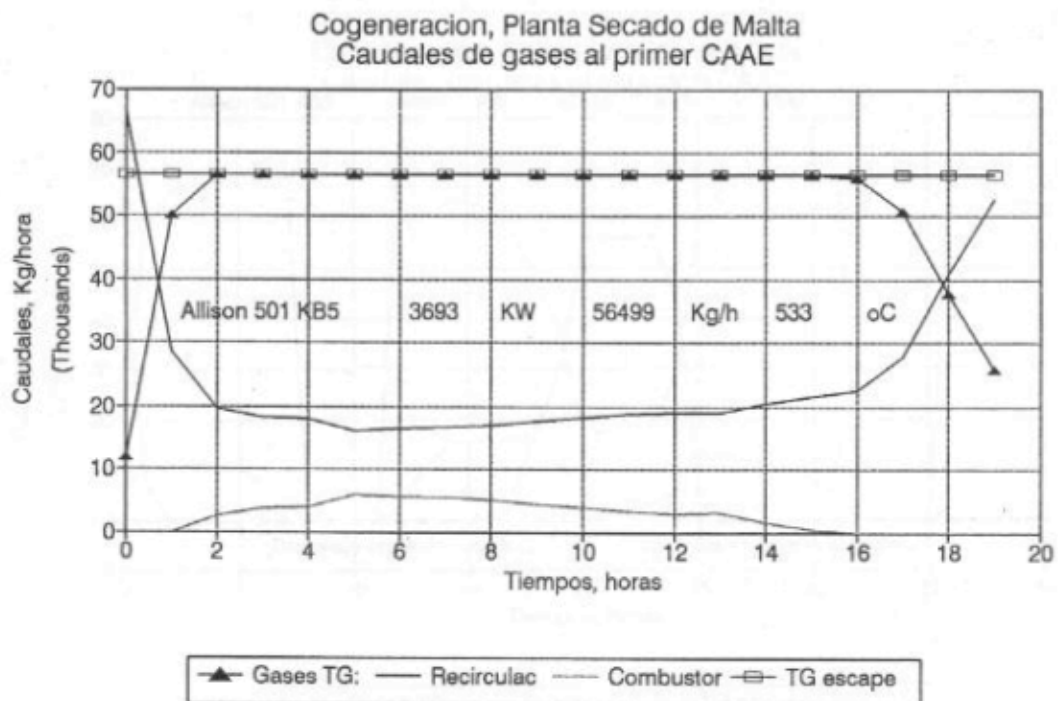


Figura V.14: Caudal de gases al primer CAAE. Allison 501

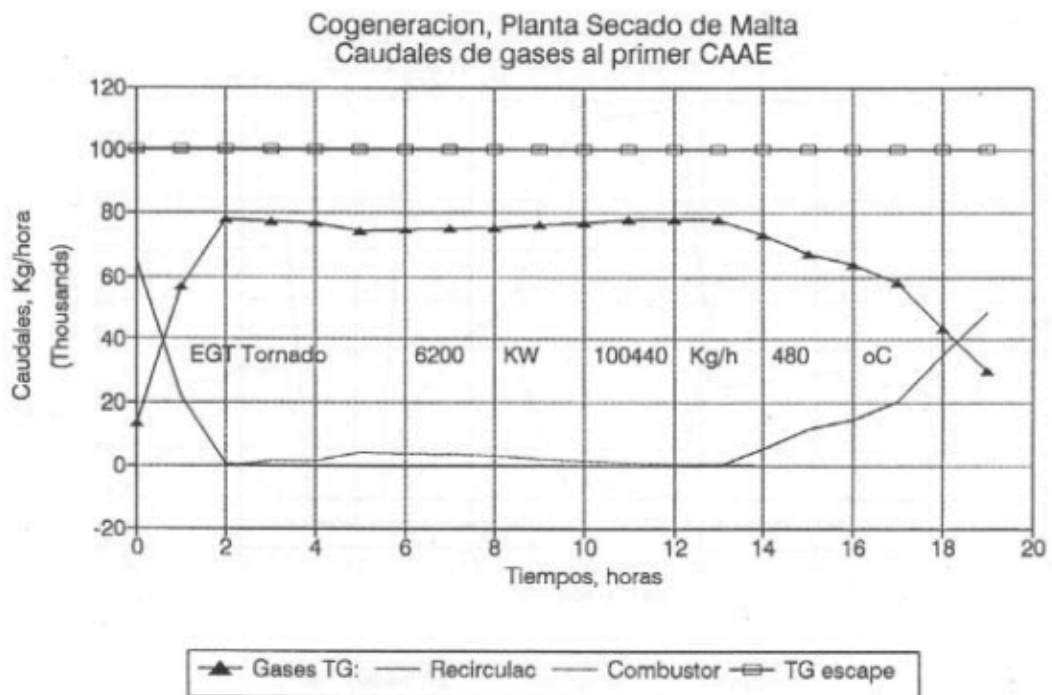


Figura V.15: Caudal de gases al primer CAAE. EGT Tornado

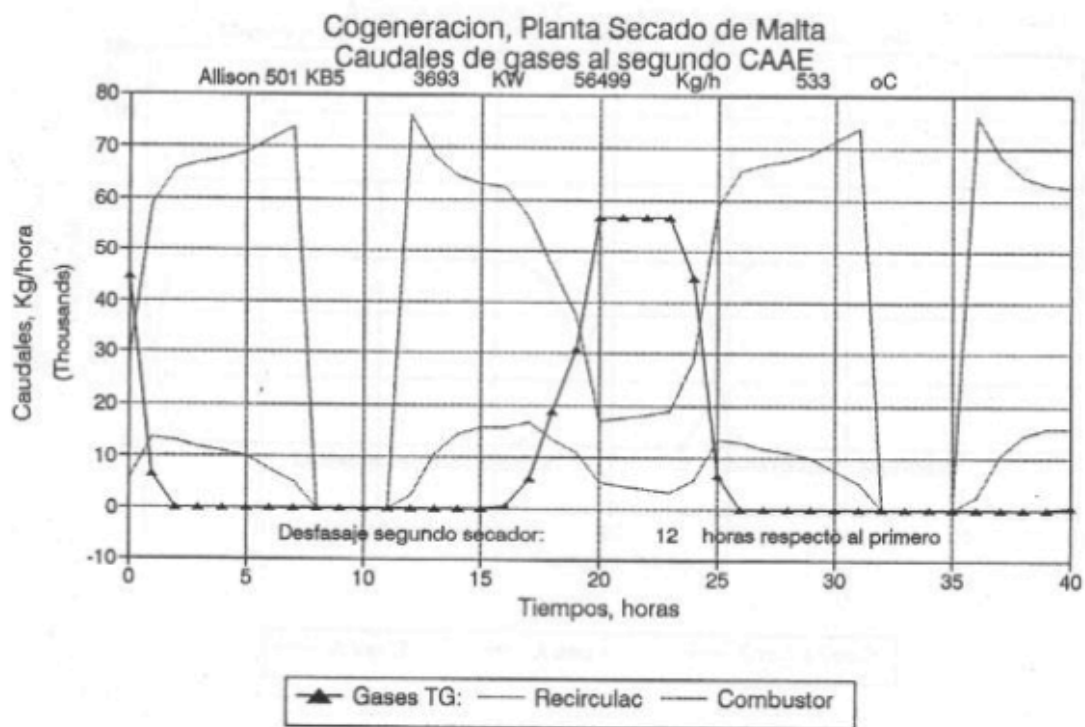


Figura 16: Caudal de gases al segundo CAAE. Allison 501

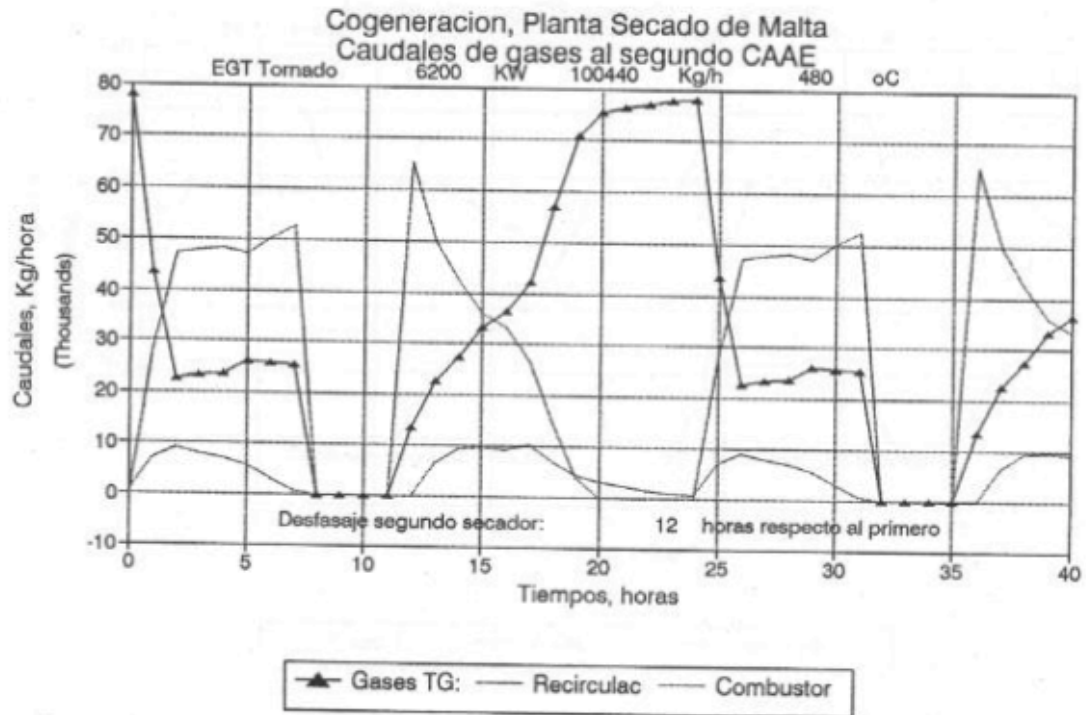


Figura 17: Caudal de gases al segundo CAE. EGT Tornado.

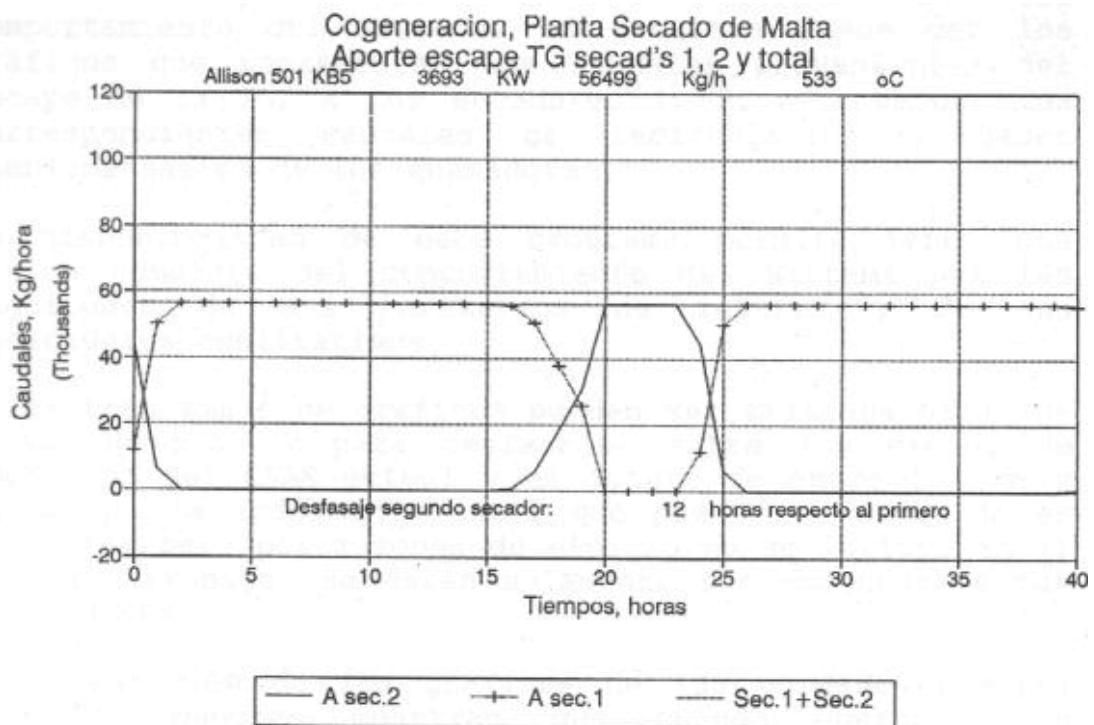


Figura V.18: Gases de escape a los dos CAAE. Desfase 12 horas. Allison 501 KB5

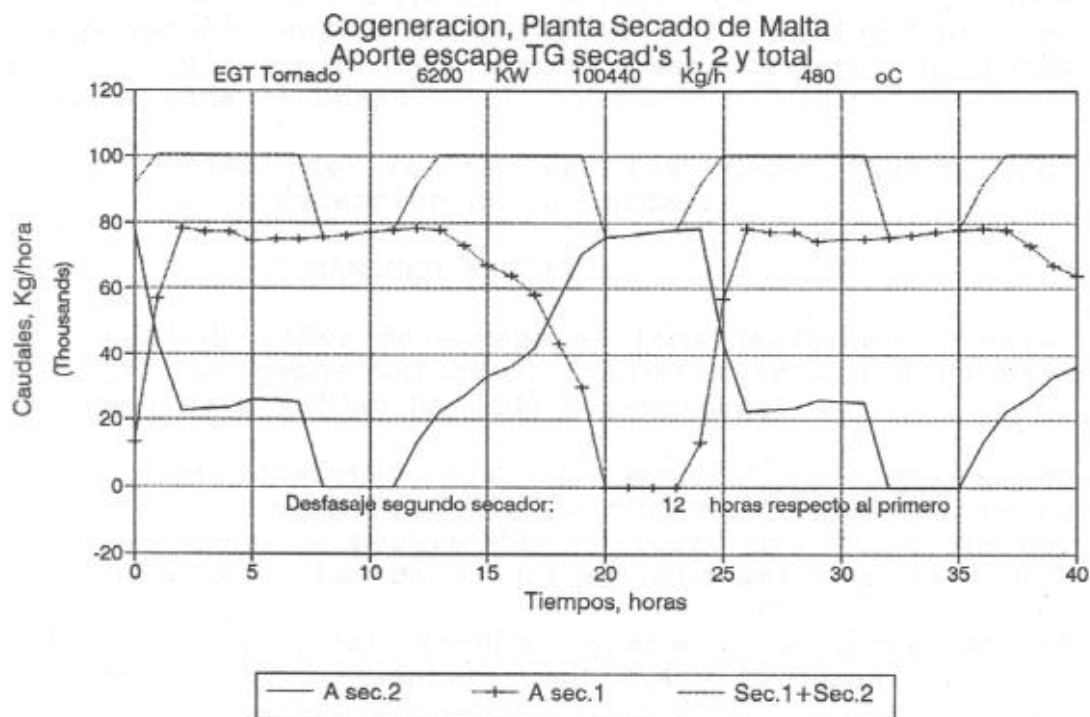


Figura V.18: Gases de escape a los dos CAAE. Desfase 12 horas. EGT Tornado

A efecto de poder tener una visión mas completa del comportamiento del sistema, el programa puede dar los gráficos que representan los caudales provenientes del escape de la TG, a los secadores 1, 2, y a ambos, los correspondientes caudales de recirculación y gases complementarios de los quemadores.

La disponibilidad de este programa permite tener una visión completa del comportamiento del sistema por las magnitudes de sus parámetros de interes y de sus indicadores cualitativos.

Estos tres tipos de gráficos pueden ser trazados para los 9 turbogrupos, y para desfasajes entre los ciclos de operación del CAAE actual y el futuro de entre 1 hora y 14 horas. La información útil que puede ser obtenida es completa, pero por razones de espacio no se incluye en el presente trabajo. Se darán solamente los comentarios mas importantes.

La comparación de los gráficos de las unidades mayores con las menores muestran que cuando operan ambos

secadores, es posible aprovechar la totalidad del caudal de gases de escape en las unidades menores, no así en las mayores aun cuando el desfase es de 12 horas. Si el mismo se lleva a 4 horas, situación menos favorable, la demanda de gases de escape del sistema se reduce a valores menores que el caudal de producción de gases del turbogruppo, por lo que el excedente debe ser venteado. Para la unidad Allison 570K, esto se produce aproximadamente entre las horas 19 y 27 contado desde el comienzo del ciclo del primer secador, y en forma periódica cada 24 horas.

Esta situación se repite en los demás turbogruppos considerados, a excepción de la unidad:

7 MAN GHM THM 1205

cuyo caudal de gases de escape es considerablemente mayor que el de las demás unidades. Debido a esto y a su baja eficiencia esta unidad ha sido desestimada.

Cada corrida constituye una "fotografía" del proceso en un determinado momento definido por el tiempo (horas en números enteros) a partir del comienzo del ciclo de uno de los secadores. Los datos que el programa requiere son:

El desfase del segundo secador con relación al primero, en horas enteras entre 4 y 15 horas.

El turbogruppo de gas con que se implementará el sistema. A los 9 modelos incorporados a la base de datos es posible agregar otros adicionales sin mayores complicaciones.

El exceso de aire con que se desea que opere el quemador suplementario.

La pérdida de calor en los conductos de gases de escape de la TG entre ésta y la entrada al CAAE, expresada como caída de temperatura.

Desde el punto de vista de los costos operativos energéticos, el consumo de combustible de los quemadores del CAAE, es determinado por el programa por la integración de la curva de caudal de gases demandado por el CAAE a los quemadores.

La curva de demanda de gases de escape de la turbina de gas muestra, en los casos en que existan, los caudales disponibles para otras aplicaciones futuras, en las magnitudes y tiempos. Da además una visión de la magnitud de la ineficiencia que produce el venteo de los excedentes.

V.6) Resultados en términos energéticos e indicadores cualitativos.

En la evaluación de los resultados producidos por el sistema de cogeneración, se deben considerar los dos vectores energéticos que la Planta demanda: la energía eléctrica, y el calor útil necesario.

La situación de referencia, (actual), se caracteriza por una compra de electricidad del servicio público, y de gas natural distribuido para el calentamiento del aire de secado, en las cantidades vistas en el Capítulo III.

El sistema de cogeneración generará ambos vectores energéticos, pero la capacidad de generación eléctrica dependerá del turbogruppo que se seleccione, que en todos los casos considerados es mayor que la demanda de la Planta.

Si bien las turbinas de gas tienen capacidad de modulación de la carga, su práctica no es recomendable y en general no se aplica, debido a que la eficiencia del turbogruppo se reduce considerablemente, y también su temperatura de gases de escape, cuyo efecto en nuestro caso es el incremento de la combustión suplementaria. Una operación continua a la carga nominal de la turbina es recomendable adicionalmente por su efecto favorable sobre la vida útil, disponibilidad y confiabilidad de la máquina.

A partir de 1982 el marco regulatorio eléctrico (Ley 24065) define las redes de transporte y distribución eléctricas como de acceso abierto, por lo que es posible transportar y utilizar la energía eléctrica generada en exceso a la demanda de la Planta en otra Planta remota del grupo empresario pagando el servicio de transporte mediante el régimen vigente de peajes.

Esto hace que la selección del turbogruppo de gas deba hacerse teniendo en cuenta principalmente la carga térmica (CAAE), siendo la producción eléctrica un elemento de juicio de menor importancia.

Como se explicó anteriormente, el programa calcula 61 estados horarios hora por hora, por lo que sumando los caudales de gases de escape, de recirculación, y del quemador suplementario de 48 lecturas sucesivas se tienen las cantidades totales de 2 ciclos de secado. Las cantidades diarias de gases utilizadas en el calentamiento del aire son:

Para gases de escape de la TG:

$$m_{g.dia}^{TG} = \frac{24 \times \sum_{n=0}^{n=47} \dot{m}_{g,n}^{TG}}{48}$$

Para gases de recirculación:

$$m_{g.dia}^{Recirc} = \frac{24 \times \sum_{n=0}^{n=47} \dot{m}_{g,n}^{Recirc}}{48}$$

Para gases provenientes del quemador:

$$m_{g.dia}^{Burn} = \frac{24 \times \sum_{n=0}^{n=47} \dot{m}_{g,n}^{Burn}}{48}$$

Para el caso del turbogrupo menor (Allison 501) y para un desfase de 12 horas resultan:

Tabla V.5: Caudal de gases al CAAE. Turbogruppo Allison 501. Desfase del segundo secador 12 horas

	Secador 1	Secador 2
Gases de TG	1.02×10^6 kg/día	3.33×10^5 kg/día
Recirculación	4.96×10^5 kg/día	1.05×10^6 kg/día
Del quemador	5.25×10^4 kg/día	1.93×10^5 kg/día
Total:	1.57×10^6 kg/día	1.57×10^6 kg/día

Con los caudales de gas demandados al combustor, y la relación A/C correspondiente al exceso de aire ingresado, el programa puede calcular la cantidad total de combustible demandado por el equipo en un día (24 horas) en el que se cumple un ciclo de secado.

Estos caudales no son exactos, debido a que en su determinación, el programa supone que los caudales varían por saltos horarios, manteniéndose constante durante el período entre una medición y la siguiente, pero se consideran adecuados para esta etapa del Proyecto.

Conocida la cantidad de combustible demandada por el equipo en un ciclo de 24 horas, su suma con la cantidad de combustible que demanda la turbina de gas en 24 horas, será el consumo de gas del sistema de cogeneración en un día.

Este consumo, expresado en términos económicos, es el "costo combustible" (*fuel cost*) del sistema, que es el componente de mayor peso entre los costos operativos del mismo.

Con este consumo, el sistema produce todo el calor necesario para el ciclo de secado, y la electricidad generada por el turbogruppo de gas en el mismo período.

La diferencia entre la valorización de esta producción, y el costo combustible del sistema, es el "beneficio en costos energéticos" del sistema de cogeneración.

Se dan a continuación las magnitudes y cualidades de los ciclos de cogeneración calculados por el programa, para los turbogrupos considerados, para 1 secador y 2 secadores, (en este caso con un desfase de 12 horas con relación al primero). Los ingresos de energía C, energía producida W, y calor útil Q, se dan en MWh por día de 24 horas.

A) Valores de C, W, y Q para 1 secador:

Tabla V.6: C, W y Q [MWh/día] para 1 secador

Nr	Turbogruppo	C	W	Q
1	Allison 501 KB5	338.16	85.97	181.18
2	Allison 570K	391.61	106.83	181.18
3	Allison 571K	414.45	130.09	181.18
4	Solar Centaur	321.28	72.87	181.18
5	Centaur Type H	349.22	90.33	181.18
6	Solar Taurus	411.14	109.65	181.18
7	MAN GHH THM 1205	553.45	130.37	181.18
8	EGT Typhoon	384.12	110.42	181.18
9	EGT Tornado	505.17	144.34	181.18

B) Valores de C, W, y Q para 2 secadores:

Tabla V.7: C, W y Q [MWh/día] para 2 secadores, desfase 12 horas

Nr	Turbogruppo	C	W	Q
1	Allison 501 KB5	468.08	85.97	362.37
2	Allison 570K	494.87	106.83	362.37
3	Allison 571K	519.04	130.09	362.37
4	Solar Centaur	457.18	72.87	362.37
5	Centaur Type H	472.15	90.33	362.37
6	Solar Taurus	523.01	109.65	362.37
7	MAN GHH THM 1205	580.34	130.37	362.37
8	EGT Typhoon	496.39	110.42	362.37
9	EGT Tornado	574.94	144.34	362.37

c) Valores de rendim. Térmico, FERC, F.I. y ahorro porcentual de recursos para 1 secador.

Tabla V.8: Indicadores cualitativos, para 1 secador

Nr	Turbogruppo	η_{termico}	η_{FERC}	η_{FI}	Ahorro,%
1	Allison 501 KB5	79.00	52.21	44.33	32.33
2	Allison 570K	73.55	50.41	43.61	31.21
3	Allison 571K	75.10	53.25	46.82	35.92
4	Solar Centaur	79.07	50.88	42.58	29.55
5	Centaur Type H	77.75	51.81	44.18	32.09
6	Solar Taurus	70.74	48.70	42.22	28.95
7	MAN GHH THM 1205	56.29	39.92	35.11	14.55
8	EGT Typhoon	75.91	52.33	45.39	33.91
9	EGT Tornado	64.44	46.50	41.23	27.24

D) Valores de rendim. Térmico, FERC, F.I. y ahorro porcentual de recursos para 2 secadores, 12 horas de desfase.

Tabla V.9: Indicadores cualitativos, para 2 secadores, desfase 12 horas

Nr	Turbogruppo	η_{termico}	η_{FERC}	η_{FI}	Ahorro,%
1	Allison 501 KB5	95.78	57.08	45.69	34.34
2	Allison 570K	94.81	58.20	47.43	36.75
3	Allison 571K	94.88	59.97	49.70	39.64
4	Solar Centaur	95.20	55.57	43.91	31.68
5	Centaur Type H	95.88	57.50	46.22	35.09
6	Solar Taurus	90.25	55.61	45.42	33.95
7	MAN GHH THM 1205	84.90	53.68	44.50	32.59
8	EGT Typhoon	95.24	58.74	48.01	37.51
9	EGT Tornado	88.13	56.62	47.35	36.64

V.7) Comentarios

Tomando en consideración el turbogruppo Allison 501 KB5, (la unidad de menor potencia entre los considerados), y el EGT Tornado (el de mayor potencia) se observa lo siguiente:

- El caudal de gases de escape de la turbina de gas Allison, 56499 Kg/hora, es menor que el caudal de circulación de gases, supuesto constante, de 78600 Kg/hora.
- La temperatura de los gases de escape de la turbina Allison, de 533 °C (se supone que llegan al CAAE a 513 °C, es en los períodos de máxima demanda térmica del sistema, ligeramente menor que el necesario, por lo

que resulta imprescindible en estos períodos, el aporte de gases del combustor.

- c) Se observa que durante 14 horas del ciclo de secado (entre la hora 2 y 16), existe una utilización total de los gases de escape del turbogrupo, lo que no sucede en el caso del turbogrupo Tornado en el que la corriente de recirculación se anula entre las horas 2 y 13, aunque manteniendo el quemador suplementario operando debido a la insuficiencia en la temperatura.
- d) La suplementación con gases del combustor (Allison 501) comienza en la hora 1 y se prolonga hasta la 16, no siendo necesaria fuera de este período, en la que la demanda térmica es baja. La diferencia entre la curva identificada como "TG escape", (disponibilidad de gases de la TG, de 56499 kg/hora en la Allison y 100440 kg/hora en la Tornado, y "Gases TG", que corresponde a la admisión de estos gases por el equipo CAEE, indica los caudales de venteo de los gases de escape, a través del *diverter* hacia la chimenea del turbogrupo. Este venteo se produce en forma gradual, entre las horas 0 y 2, y de 16 al fin del ciclo de calentamiento del aire en el caso Allison, siendo permanente en el caso Tornado.
- e) La recirculación de gases es elevada en los períodos inicial y final del ciclo de secado de baja demanda térmica, reduciéndose sustancialmente cuando la demanda térmica aumenta; sin embargo este caudal no se anula para el turbogrupo Allison debido al déficit de gases de la TG (56499 Kg/hora), con relación al caudal de circulación (78600 Kg/hora). Esta necesidad de recirculación implica la operación del combustor, para suministrar el calor que no puede aportar el escape del turbogrupo. Evidentemente, un turbogrupo de mayor caudal de gases de escape, y cuya temperatura sea mayor, resultará mas adecuado desde el punto de vista de la reducción del consumo del quemador.
- f) Cuando se agrega un segundo secador, este dispone solamente de gases de escape de la TG que no sean demandados por el primero (bajo las suposiciones realizadas). Para el caso del turbogrupo de tamaño reducido, esta disponibilidad es baja y existe solamente en los períodos de baja demanda térmica del primer ciclo. El desfasaje entre el segundo secador y el primero, definirá si esta disponibilidad puede ser utilizada o no. (Evidentemente, si los ciclos de ambos secadores coinciden, o sea operan simultáneamente, la utilización de los excedentes será mínima, resultando máxima cuando el desfasaje es del orden de las 12 horas).
- g) Aun para el caso del turbogrupo menor, el caudal aprovechado por el segundo secador, si estuviera desfasado en 4 horas en retardo con relación al primero, comenzaría en la hora 15 y terminaría en la

hora 24, que corresponde al período de baja demanda térmica al final del ciclo, descarga y recarga del secador 1, y período de baja carga térmica inicial del secador 2, existiendo un sobrante imposible de utilizar en este período.

- h) Debido a la baja disponibilidad de gases de escape de la TG Allison, el combustor debe operar durante prácticamente todo el período del ciclo de secado del secador 2, salvo en su finalización. Aun para el turbogruppo mayor, y para el desfase de 12 horas, el combustor del segundo CAAE debe operar aunque durante menos tiempo y con menores caudales.
- i) El caudal de recirculación del segundo CAAE en el caso Allison tiene una configuración similar al que corresponde a la instalación convencional (sin cogeneración), debido al escaso aporte de gases de escape de la TG.
- j) Cuando el desfase entre secadores se aproxima a las 12 horas, el aprovechamiento de los gases de escape por parte del segundo secador mejora, siendo total para el caso del turbogruppo Allison 501.
- k) Cuando se consideran turbogruppos mayores (los demás casos, en los que los caudales de escape son mayores, no así las temperaturas que pueden ser mayores o menores, se observa un comportamiento previsible de las variables, consistente con lo expuesto anteriormente. Por tal motivo, se omiten los comentarios. El aprovechamiento del calor residual del turbogruppo por el sistema de cogeneración, que resulta total en los turbogruppos cuyo caudal de escape es menor que el caudal total de circulación (supuesto constante de 78600 Kg/hora), siempre que el desfase no difiera significativamente de las 12 horas. Debe quedar claro que un aprovechamiento total, si bien es deseable, no es condición necesaria ni suficiente para definir la alternativa óptima. En el Capítulo II se puso énfasis en dar al rendimiento térmico solo la importancia que merece.

Puesto que, hasta tanto no se establezca con precisión el sistema que habrá de implementarse (lo que depende más de las necesidades del proceso y del equipo en sí que del sistema de cogeneración), no se conocerán los caudales reales, en el presente estudio se adoptarán las cifras teóricas obtenidas del programa, para la determinación del beneficio en costos energéticos.

CAPITULO VI

EVALUACIÓN ECONÓMICA

VI.1) Introducción

En el Capítulo anterior se vieron los aspectos técnicos o energéticos de la posibilidad de integrar el uso del calor de la Planta de secado de malta a un sistema de cogeneración específico.

En el actual estado del estudio resulta evidente sin necesidad de mayores demostraciones que, dado el conjunto de condiciones que se presentan, el esquema específico resulta técnica y económicamente mas conveniente que el esquema mas generalizado de utilizar vapor de agua u otro fluido diatérmico como vector calórico.

Las ventajas acreditadas al sistema específico son:

- a) Eliminación de un fluido intermediario, que si bien en la generalidad su uso brinda ventajas muy significativas con relación a los gases de combustión como portador y transmisor térmico, en el presente caso resultan neutralizadas por la posibilidad de reducir la distancia a la que se debe transportar el calor a un valor mínimo, y porque el equipo que actualmente se usa para transferir el calor al aire de secado es de alta calidad (efectividad térmica próxima al 95%) y se encuentra en perfecto estado de funcionamiento.
- b) Lo expresado en (a) implica que no se requieren la caldera de recuperación (HRSG), las cañerías de vapor y de condensado, una batería de calentamiento de aire a vapor, el desaireador térmico, la planta de tratamiento de agua de caldera, y otros equipos menores que además de costos, implican una mayor carga laboral y de gerenciamiento.
- c) Desde el punto de vista termodinámico, como se vio en el Capítulo IV, una reducción de las secciones de cañerías y las superficies de transferencia es posible aumentando la presión del HRSG y evitando los subenfriamientos excesivos, pero esto conduce a menores recuperaciones del calor residual, y los gases deberán escapar por la chimenea del HRSG a temperaturas del orden de 150°C. La utilización directa de estos gases en el CAAE permite su enfriamiento a valores menores, del orden de 50°C durante la mayor parte del tiempo, lo que mejora el rendimiento cuantitativo (1er Principio de la Termodinámica). Puesto que se trata de una misma cantidad de trabajo y calor residual producidos, la mayor eficiencia en la conversión y utilización de este

último implica una superioridad cualitativa del segundo sistema.

La confección de un programa de análisis del esquema conceptual definido, que puede ser implementado con los turbogrupos que sean de interés, permite determinar los parámetros del sistema de cogeneración con el equipo CAAE integrado, sus magnitudes y calidades, lo que fue tratado en el Capítulo V.

En el presente Capítulo no proponemos valorizar los resultados operativos, los que junto con los valores de inversión y financiamiento definirán la factibilidad económica del proyecto.

VI.2) Programa de análisis económico financiero.

Para realizar el análisis económico-financiero de las diferentes alternativas que corresponden al esquema conceptual específico implementado con diferentes modelos de turbogrupos existentes en el mercado, y posibilitar la evaluación de las diferentes opciones en cuanto a variables de ingeniería, aspectos operativos y económico financieros de interés, se confeccionó el programa Tesis2 a partir del programa Tesis1 descrito en el Capítulo anterior.

El mencionado programa permite considerar las siguientes variables:

- a) Diferentes tipos de turbogrupos.
- b) 1 o 2 líneas de secado de malta para un turbogrupo
- c) Desfasaje de entre 4 y 15 horas entre secadores
- d) Tarifas de combustible y energía eléctrica
- e) Otros, varios.

Esta programa, ha sido escrito en planillas de cálculo QPRO versión 4.0 for DOS, y también en la versión 5.0 for Windows. La primera, que se utilizará para su descripción consta de 4 archivos inter-relacionados: (La segunda agrupa los 4 archivos en páginas de un único archivo denominado "Tesis2.WB1")

- Tesis2A.WQ1: Desfasaje entre los secadores 1 y 2.
- Tesis2B.WQ1: Cálculo de los parámetros de los ciclos
- Tesis2C.WQ1: Evaluación económico financiera
- Tesis2D.WQ1: Resumen general.

Los archivos Tesis2A y Tesis2B derivan del Tesis1A y Tesis1B, los que han sido reducidos al mínimo eliminando todo lo superfluo para la evaluación económica, a efecto de poder ser procesado en computadoras antiguas de memoria standard. Se eliminó el archivo Tesis1C, (muestra

los parámetros horarios del sistema de cogeneración y equipo CAAE) y en su lugar se confeccionó el Tesis2C que es la planilla de evaluación económico financiera del proyecto. Se agregó el archivo Tesis1D que presenta el resumen de datos a ingresar y resultados de cada corrida. Nos referiremos en lo que sigue a los archivos Tesis2C y Tesis2D.

Es conveniente señalar que en la presente etapa del Proyecto, muchos de sus parámetros específicos no han sido definidos con precisión, por lo que los costos, tanto de inversión como de operación no pueden ser computados, y deben ser estimados preliminarmente.

En consecuencia, la precisión de los valores tanto adoptados como los que se obtienen del programa como consecuencia de aquellos son acordes a las posibilidades que existen en esta etapa del estudio. Pero permiten dar una primera idea de lo que puede esperarse de las diferentes formas de implementación de la tecnología, e identificar las variables o factores de mayor incidencia en los resultados. Sin embargo, debe destacarse que dado que el procesamiento de los datos que se ingresan al programa es el mismo para todas las alternativas, las conclusiones que deriven de las comparaciones entre las mismas serán válidas, siempre que exista consistencia entre los datos introducidos.

VI.2.1) Base de datos del programa.

Los valores adoptados han sido dispuestos en una pequeña base de datos a efecto de que, en la medida en que se determinen datos mas precisos, en etapas mas avanzadas del Proyecto, sea posible el reemplazo de aquellos por estos, con lo que se obtendrán resultados mas exactos. Por ejemplo, el valor de inversión, estimado en esta etapa podrá ser calculado a través del cómputo y costeo detallado una vez terminada la ingeniería de detalles, y mas ajustada a la realidad una vez que se ingrese al "procurement" con el presupuesto de la obra. La cifra de inversión real incurrida se tendrá recién en la etapa denominada "commissioning".

En la estimación de los valores de inversión se ha preferido adoptar un criterio conservador a efecto de no correr el riesgo de crear falsas expectativas, pero es importante tener en cuenta esta circunstancia al evaluar los resultados y sus variaciones mediante los estudios de sensibilidad.

En las tablas VI.1, VI.2, y VI.3 siguientes se presentan los datos cargados en el archivo Tesis2C, de evaluación

económico financiera del proyecto, y que corresponde al programa Tesis2.

Tabla VI.1: Datos de los turbogrupos incluidos en la base de datos del programa Tesis2.

N	Turbogrupo	Pot.ISO kW	Pot.operat kW	Cos FOB \$	Transp. E Instalac	Varios Nacional
1	Allison 501 KB5	3693	3582	1800000	630000	370000
2	Allison 570K	4589	4451	2600000	910000	450000
3	Allison 571K	5588	5420	2800000	980000	500000
4	Solar Centaur	3130	3036	1700000	595000	450000
5	Centaur Type H	3880	3764	1800000	763000	450000
6	Solar Taurus	4710	4569	1900000	665000	450000
7	EGT Typhoon	4743	4601	2100000	735000	450000
8	EGT Tornado	6200	6014	2900000	1015000	500000

Las 7 columnas de la tabla VI.1 corresponden a:

- 1a: Número identificador de la unidad en el menú de unidades.
- 2a: Denominación de la unidad
- 3a: Potencia nominal (ISO) del turbogrupo
- 4a: Potencia operativa continua a la que se supone que opera el turbogrupo.
- 5a: Costo FOB de la unidad
- 6a: Costo incremental sobre FOB de la unidad instalada
- 7a: Costos adicionales varios, conductos

Tabla VI.2: Datos de los turbogrupos incluidos en la base de datos del programa Tesis2. (Continuación).

N	Turbogrupo	Pot.ISO kW	Instalc. Mecánicas	Instalac. Eléctricas	Instalac. Instrumentos	Puesta en Marcha
1	Allison 501 KB5	3693	200000	110000	80000	50000
2	Allison 570K	4589	200000	140000	80000	50000
3	Allison 571K	5588	200000	160000	80000	50000
4	Solar Centaur	3130	200000	110000	80000	50000
5	Centaur Type H	3880	200000	125000	80000	50000
6	Solar Taurus	4710	200000	140000	80000	50000
7	EGT Typhoon	4743	200000	140000	80000	50000
8	EGT Tornado	6200	200000	180000	80000	50000

Las 7 columnas de la tabla VI.2 corresponden a:

- 1a: Número identificador de la unidad en el menú de unidades.
- 2a: Denominación de la unidad
- 3a: Potencia nominal (ISO) del turbogrupo

- 4a: Costo de las instalaciones mecánicas complementarias.
 5a: Costo de las instalaciones eléctricas complementarias
 6a: Costo de las instalaciones de instrumentación complementarias.
 7a: Gastos de puesta en marcha.

La suma de los costos dados en las tablas VI.1 y VI.2 dan para cada unidad, el costo de los activos fijos de la alternativa, antes de IVA.

Este impuesto es parte de la inversión, que puede ser recuperado a través de los créditos fiscales que el pago de los costos de inversión ocasiona. El costo de los activos fijos incluido IVA se ha calculado agregando el monto correspondiente a una tasa del 21% actualmente vigente.

El monto de los activos fijos con IVA ha sido incrementado adicionalmente en un 7%, 2% en concepto de rubros asimilables, y 5% como contingencias, con lo que se obtiene el monto total de la inversión.

Este valor considerado "valor base" de la inversión y es utilizado para el posterior cálculo del financiamiento.

Tabla VI.3: Datos de costos operativos no energéticos de la alternativas consideradas, incluidos en la base de datos del programa Tesis2.

N	Turbogruppo	Pot.ISO kW	Personal Numero	Personal Costo	Matenim Repuestos	Impuestos y Seguros
1	Allison 501 KB5	3693	2	50000	108000	14000
2	Allison 570K	4589	2	50000	156000	19800
3	Allison 571K	5588	2	50000	168000	21400
4	Solar Centaur	3130	2	50000	102000	13725
5	Centaur Type H	3880	2	50000	108000	14400
6	Solar Taurus	4710	2	50000	114000	15075
7	EGT Typhoon	4743	2	50000	126000	16425
8	EGT Tornado	6200	2	50000	174000	22075

Las 7 columnas de la tabla VI.3 corresponden a:

- 1a: Número identificador de la unidad en el menú de unidades.
 2a: Denominación de la unidad
 3a: Potencia nominal (ISO) del turbogruppo
 4a: Número en que se incrementa el personal por sobre el existente, atribuible al agregado del sistema de cogeneración
 5a: Costo anual de la mano de obra incremental.

6a: Costo anual del mantenimiento del sistema de cogeneración. Este valor ha sido estimado como el 6% del costo FOB del turbogruppo.

7a: Costo anual de impuestos varios y seguros atribuible al agregado del sistema de cogeneración.

VI.2.2) Valores adoptados de inversión.

Como consecuencia de los resultados obtenidos mediante programa TESIS1, se ha eliminado el turbogruppo MAN GHH THM1205, por tratarse de un equipo de concepción antigua, de baja eficiencia, y cuyo calor residual excede las necesidades de calor de la planta durante algunos períodos de tiempo, aún en el caso en que operan dos líneas de secado en la Planta. Debido a esta última razón, no se considera adecuado el turbogruppo Tornado, aunque este equipo es de concepción moderna, por lo que sus datos no han sido eliminados de la base de datos del programa.

Tanto los costos específicos de los turbogruppos como sus eficiencias dependen de su tamaño. En el presente caso, los precios FOB de los equipos han sido tomados de los valores dados por [Turbine Systems Engineering Inc], y ofrecidos en la red Internet.

Los valores de inversión resultan:

Tabla VI.4: Valores de inversión adoptados para la evaluación económico financiera.

N	Turbogruppo	Pot.ISO	Activ.Fijo	Activ.fijo	Inversion	Inversion
		kW	sin IVA	inc.IVA	Base	Específica
1	Allison 501 KB5	3693	3240000	3920400	4194828	1135.89
2	Allison 570K	4589	4430000	5360300	5735521	1249.84
3	Allison 571K	5588	4770000	5771700	6175719	1105.18
4	Solar Centaur	3130	3215000	3890150	4162461	1329.86
5	Centaur Type H	3880	3350000	4053500	4337245	1117.85
6	Solar Taurus	4710	3485000	4216850	4512030	957.97
7	EGT Typhoon	4743	3755000	4543550	4861599	1025.00
8	EGT Tornado	6200	4925000	5959250	6376389	1029.45

Los valores de inversión específica dados en la columna 7 de la tabla VI.4 dan valores muy elevados, teniendo en cuenta que en este esquema conceptual no se requiere la caldera de recuperación, reflejando el conservadorismo con que han sido adoptados los valores de inversión.

Los tamaños adecuados para el presente caso, del orden de 3000 a 5000 kW resultan desfavorables desde el punto de vista de su costo específico y de su eficiencia.

En efecto, adoptando los valores FOB dados por [Turbine Systems Engineering Inc.] desde el punto de vista de su

costo específico y eficiencia, para unidades de entre 1 y aprox 250 MW, y graficando sus valores de costos específicos y rendimientos térmicos para valores crecientes de la potencia nominal se obtienen los gráficos que se presentan en las figuras VI.1, VI.2, VI.3, y VI.4.

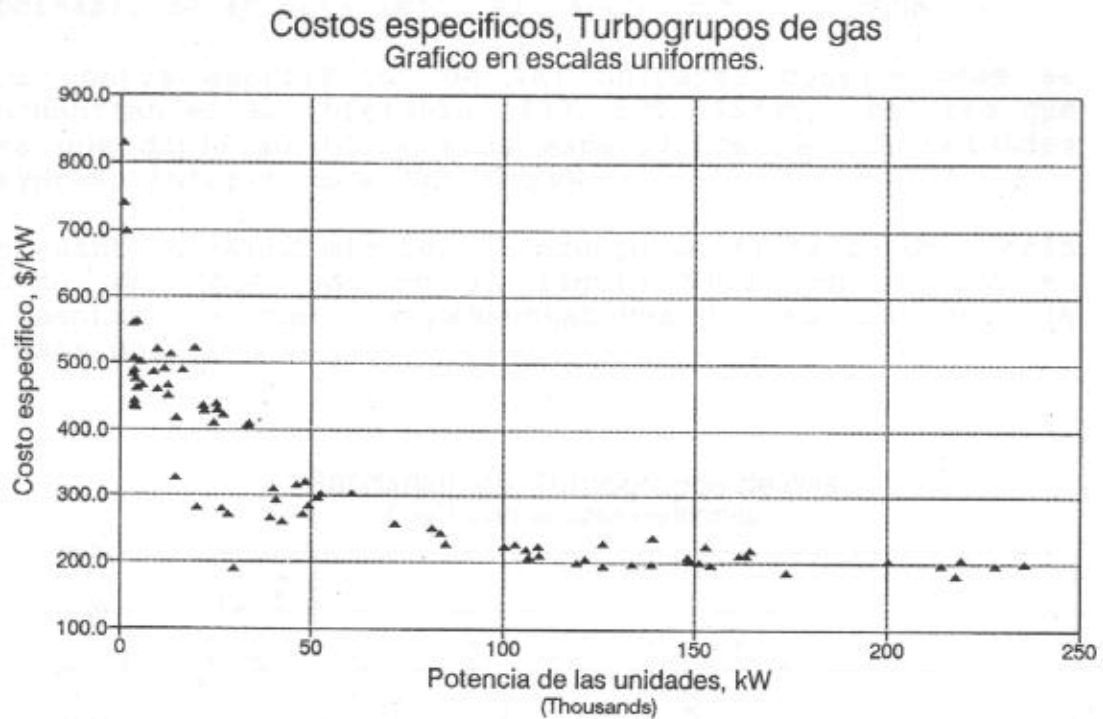


Figura VI.1: Costos específicos de turbogrupos de gas en función de su capacidad nominal, en escalas uniformes. [Turbine Systems Engineering Inc.]

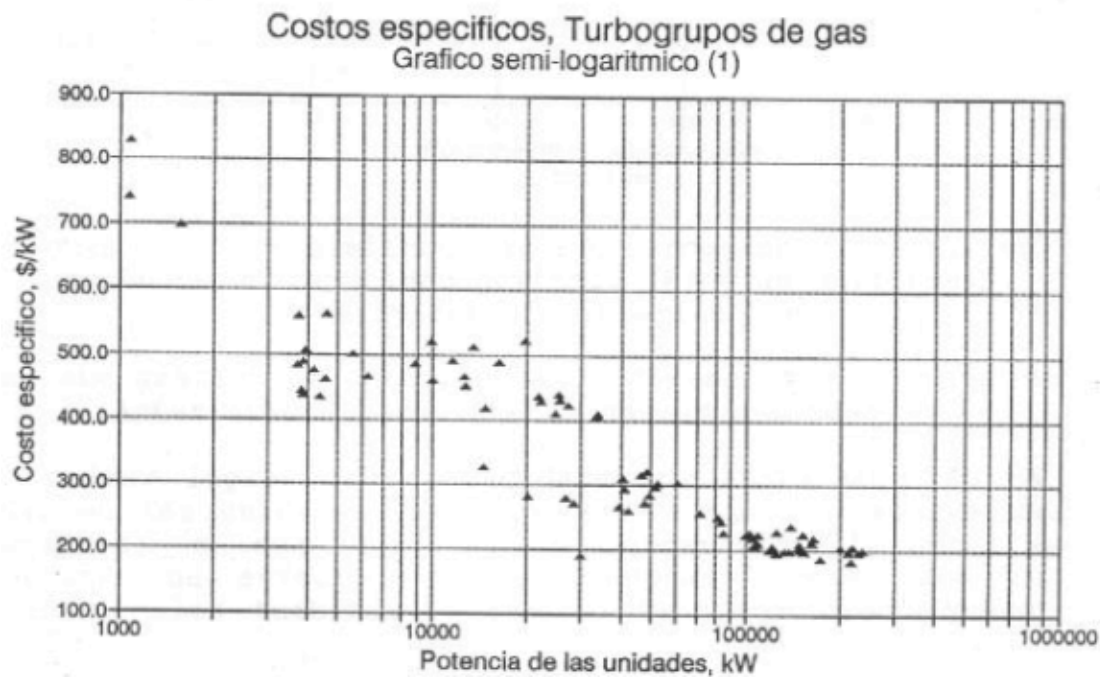


Figura VI.1: Costos específicos de turbogrupos de gas en función de su capacidad nominal, en gráfico semi-logarítmico. [Turbine Systems Engineering Inc.]

En el gráfico en escala semi-logarítmica, (logarítmica en abcisas), se aprecia mejor el rango entre 3 y 5 MW.

Los costos específicos de las unidades consideradas se encuentran en el intervalo (430, 570 U\$S/kW), valores que mas que duplican los costos específicos de las unidades mayores, inferiores a 200 U\$S/kW.

En cuanto al rendimiento, el efecto de la falta de escala puede ser observado en la figura VI.3, en la que se presentan los puntos representativos de las unidades, en escala uniforme.

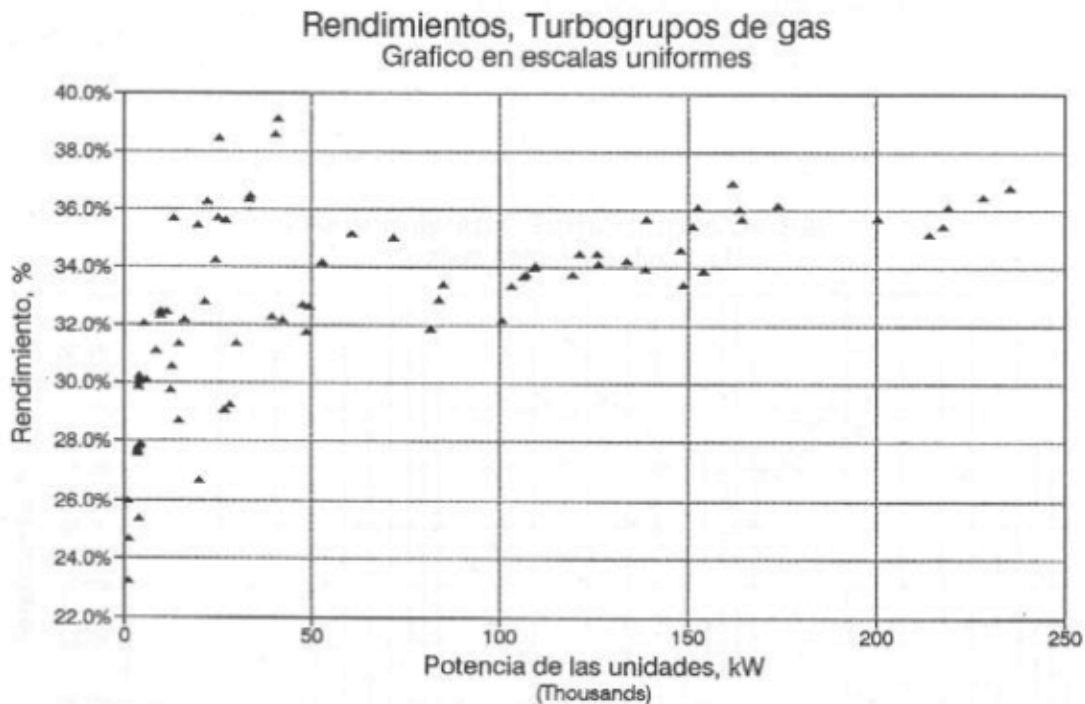


Figura VI.3: Rendimientos de los turbogrupos de gas, en función de su capacidad nominal. (Escala uniforme). [Turbine Systems Engineering Inc.]

En este gráfico se aprecian las diferencias que presentan las características tecnológicas de las unidades.

En primer lugar, para capacidades de hasta unos 40 MW, existen las unidades "aeroderivadas" (aeroderivative gas turbines) o sea unidades de generación basadas en turbinas de aviación con eficiencias mayores que las tradicionales turbinas terrestres de generación. [Horner, 1996].

Las unidades de mayor potencia son del tipo "heavy duty" y se construyen para aplicaciones terrestres, en su mayoría para generación eléctrica. La tecnología de estas unidades ha evolucionado notablemente en estos últimos años, lográndose mayores potencias, mayores eficiencias, y temperaturas de escape más elevadas. La dispersión que se observa en los rendimientos de las unidades mayores son atribuibles a las características tecnológicas de las máquinas, las que siendo superadas por las versiones más modernas, permanecen en el mercado a precios inferiores.

Para unidades de hasta 40 MW existen ambas opciones, sin que sea posible establecer una superioridad neta de una sobre la otra, por lo que es necesario realizar la selección de acuerdo a ciertos criterios en cuanto a la mejor adaptación a los requerimientos específicos de la

aplicación. [Roy, 1996] da algunos de tales criterios generales.

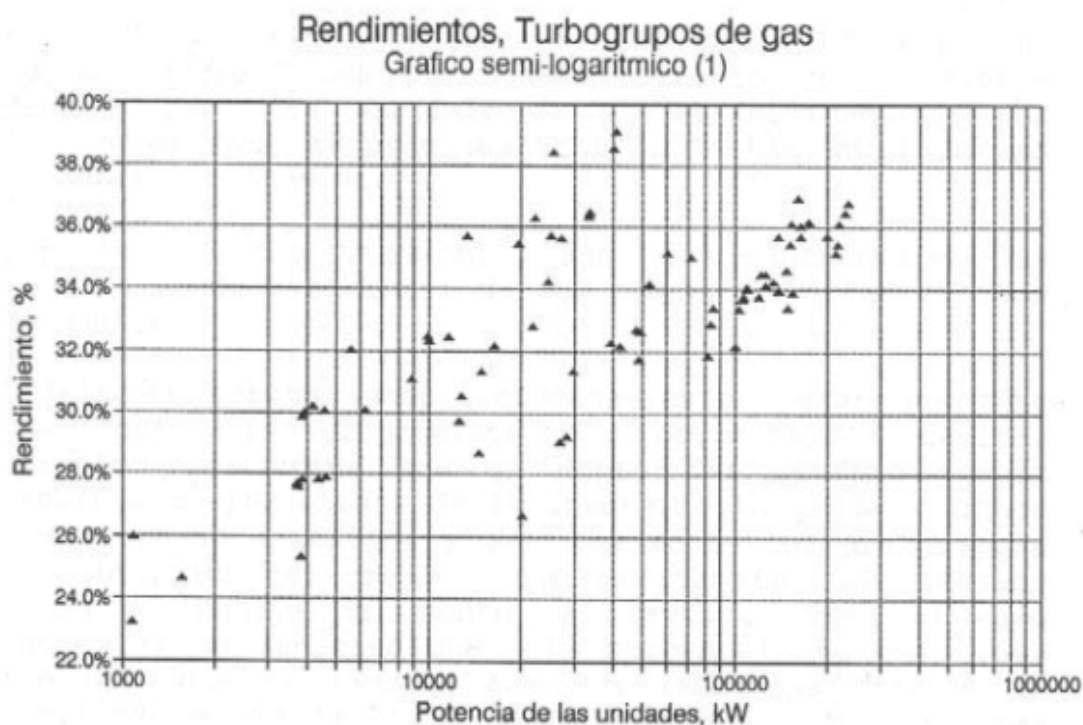


Figura VI.4: Rendimientos de turbogrupos de gas en función de su capacidad nominal, en escala logarítmica en abcisas. [Turbine Systems Engineering Inc.]

Las variaciones de los valores de inversión específica y de rendimiento térmico de los turbogrupos de gas indican claramente las ventajas que se obtienen al aumentar el tamaño del sistema de cogeneración, lo que en algunos casos es posible mediante la integración de usuarios de energía próximos. Una acción en el sentido de favorecer la integración de ciertos demandantes de energía estará también incentivando la práctica de la cogeneración a través del logro de mayores beneficios para cada uno de los participantes.

VI.2.3) Financiamiento de la inversión.

La inversión determinada como se explicó arriba, corresponde al costo que es necesario afrontar bajo la hipótesis de que toda la obra se realiza en forma instantánea y se paga con recursos propios.

En la práctica, dado que el capital es generalmente un recurso escaso y que los resultados económico-financieros mejoran cuando se incurre en un endeudamiento adecuado,

(a una tasa de interés menor que la tasa interna de retorno del proyecto), la mayoría de los proyectos industriales se ejecutan incluyendo el financiamiento parcial por parte de alguna entidad financiera. En estos casos, el monto de la inversión se incrementa por los gastos e intereses que tal financiamiento ocasiona.

Para el cálculo del financiamiento, se ha utilizado un programa simplificado, por semestres, que se considera adecuado para los análisis de prefactibilidad, que ha sido incorporado al programa TESIS2. Se han adoptado las siguientes hipótesis:

- a) Período de construcción: 1 año, o 2 semestres en los que se produce el total de los pagos, la mitad en cada semestre.
- b) Relación capital propio/endeudamiento: Valor que debe ser introducido al programa, como porcentaje de capital propio. Se supone que el monto del capital propio incluye el porcentaje de la inversión total determinado en el punto anterior, y adicionalmente los gastos para la obtención del crédito, que se introduce al programa como porcentaje del monto del crédito. Para el caso base, se ha supuesto que este porcentaje es del 1.5%. Se ha supuesto también que los intereses durante el período de construcción son financiados por el o los créditos correspondientes al endeudamiento.
- c) El monto adeudado se devuelve a partir del segundo año (1 año de gracia), en 10 semestres consecutivos, con los intereses correspondientes a cada pago. La tasa de interés sobre el crédito debe ser introducido al programa; para el caso base se ha supuesto que es del 10% sobre el monto de lo adeudado en el momento del pago. (semestre vencido). Se destaca la actitud favorable de las instituciones financieras internacionales con relación a los proyectos de cogeneración por su rentabilidad intrínseca, y por su contribución hacia el mejor uso de los recursos, y reducción de la contaminación ambiental. Un financiamiento por parte de estas instituciones implica una tasa de interés menor que la supuesta para el caso base.
- d) No se considera el impuesto a los activos durante el período de construcción debido a la desgravación existente durante un período máximo de dos ejercicios anuales, para proyectos industriales.
- e) No se considera asimismo el capital de trabajo en el presente caso debido a que el monto incremental resultará negativo, puesto que la instalación de

cogeneración produce una reducción de los costos energéticos a nivel corporativo.

El programa confecciona el flujo financiero y calcula el financiamiento en moneda de valor constante, sobre base semestral, para el año de construcción, y los años siguientes de operación en el que se deben afrontar las devoluciones de los créditos y pago de intereses.

VI.2.4) Resultados operativos.

Para la determinación de los resultados operativos, se consideran separadamente los items energéticos, y los costos incrementales no energéticos.

Los costos incrementales adoptados, (mano de obra incremental, e impuestos y seguros atribuibles a la instalación de cogeneración y los de mantenimiento) son los dados en la tabla VI.3 y han sido introducidos en la base de datos del programa. Estos valores pueden ser cambiados en la medida en que en etapas mas avanzadas del proyecto se disponga de datos mas precisos.

Los resultados operativos energéticos son los que derivan de la operación de la instalación de cogeneración, y son calculados por el programa en el archivo (u hoja) de análisis técnico del sistema. Estos resultados técnicos se valorizan de acuerdo a los valores tarifarios que se introducen en la hoja o planilla resumen del programa.

Para el cálculo de los resultados técnicos de cada alternativa, el programa requiere los siguientes datos que se introducen al programa en la hoja resumen:

- a) Número de secadores, 1 o 2 según se desee conocer los resultados para la planta existente o ampliada. Puesto que la expansión de la planta está prevista para un futuro próximo, se ha considerado para el caso base, la planta ampliada a 2 secadores.
- b) Desfase entre los dos ciclos de secado en operación. Para el caso base se ha considerado un desfase de 10 horas entre ambos.
- c) Tiempos de operación. La Planta opera las 24 horas del día. En número de días por año debe ser introducido al programa, siendo de 350 de acuerdo a la planificación normal de la producción. Existen pues 15 días de parada anual de la planta en la cual es posible realizar el mantenimiento necesario.

d) Datos del turbogrupo a utilizar en el sistema de cogeneración. Estos datos son extraídos por el programa de la base de datos, mediante la introducción del número identificatorio asignado a la unidad:

1	Allison 501 KB5
2	Allison 570K
3	Allison 571K
4	Solar Centaur
5	Centaur Type H
6	Solar Taurus
7	EGT Typhoon
8	EGT Tornado

e) El factor de servicio del turbogrupo, típicamente del 97% de la carga nominal del equipo.

Mediante estos datos, el programa puede calcular el consumo de combustible, la producción de electricidad, y de gases de escape cuyo calor se utiliza en el CAAE para la calefacción del aire de secado.

Como se explicó en el capítulo anterior, el programa determina en intervalos horarios los caudales de gases de escape que puede absorber el CAAE, el caudal de recirculación de gases, y la suplementación mínima de gases provenientes del quemador, para el primer secador, y para el segundo secador, que solo puede disponer del excedente de gases de escape del turbogrupo que deja el primero. Se comprende pues que el segundo secador deberá recurrir a mayores caudales de recirculación y los provenientes del quemador que el primero.

Los caudales de gases calientes demandados al quemador determinan los correspondientes consumos de combustible, para una relación aire/combustible determinado por el exceso de aire, del 20% para el caso base.

Estos consumos de combustible integrados en un período de 24 horas, sumados al consumo de combustible del turbogrupo en el mismo período, dan el consumo total diario de combustible de la planta, para los dos secadores en servicio.

La comparación de este consumo, con el actual del equipo CAAE, de 18550 m^3 /día cada uno, o 37099 m^3 /día para los dos secadores en servicio permite determinar la diferencia para su posterior valorización por la tarifa real de la compra de gas natural.

Pero en el caso del sistema de cogeneración, existe una producción de electricidad en exceso a la demanda de la Planta que evita la compra de la red pública de una

cantidad igual a la generada, puesto que lo no consumido por la planta se supone que se consumirá en otra planta industrial del grupo empresario, para lo que se deberá pagar el peaje por el transporte de la correspondiente cantidad de energía. Para el caso base se ha supuesto que el costo del peaje es de \$10.00/MWh.

Con todos estos datos, el programa puede valorizar los items energéticos de acuerdo a los valores tarifarios vigentes, y determinar el resultado económico correspondiente para el período anual. El resultado operativo anual total se obtendrá agregando los costos incrementales en items no energéticos.

VI.2.5) Flujo de fondos del Proyecto

El flujo de fondos simplificado del proyecto tiene en cuenta lo siguiente:

Inversiones del Proyecto: durante el año previsto para la construcción, por el monto determinado según VI.2.2.

Resultados operativos: determinado según se explicó arriba.

Recupero del IVA de inversiones: Se supone posible su recupero inmediato de los débitos del IVA de venta de los productos que la planta elabora.

Amortizaciones de la planta: lineal, en 10 años, por las características de la Planta.

Monto imponible: resultante de descontar la amortización de la inversión a los resultados operativos anuales totales.

Impuesto a las ganancias: calculado con la alícuota del 33% sobre el monto imponible. Dada su magnitud, no es necesario calcular el impuesto a los activos.

Valor residual de la Planta: para una duración del proyecto de 15 años de operación, se supone un valor residual del 30% de la inversión en activos fijos.

Flujo de fondos del Proyecto: compuesta para cada período anual, por la suma algebraica de las componentes arriba mencionadas.

Mediante el procesamiento de los datos contenidos en el flujo de fondos del proyecto, para una tasa de actualización a introducir en el programa, del 10% para el caso base, se obtienen los indicadores económico-financieros siguientes:

TIR	Tasa interna de retorno
VAN	Valor actual neto
PRN	Período de repago nominal
PRA	Período de repago actualizado
MECN	Máxima exposición de caja nominal
MECA	Máxima exposición de caja actualizada

Estos indicadores se utilizan usualmente en la evaluación económica de proyectos de inversión como el que se trata aquí, y se definen para estos casos, como sigue:

- a) En cada uno de los n períodos (generalmente anuales) de un proyecto, es posible determinar el valor neto V_i , como resultante de ingresos y egresos en el período i .
- b) Si denominamos r a la tasa de actualización, o tasa de valoración del efecto tiempo del dinero, el valor resultante del proyecto al momento inicial de las operaciones financieras del mismo será:

$$VAN = \sum_{i=0}^{i=n} \frac{V_i}{(1+r)^i} \quad [\text{VI.1}]$$

que es función de la tasa de actualización r

- c) El valor de la tasa de actualización ρ para la que:

$$\sum_{i=0}^{i=n} \frac{V_i}{(1+\rho)^i} = 0 \quad [\text{VI.2}]$$

se denomina $\rho = \text{TIR}$ o tasa interna de retorno. Su cálculo generalmente es iterativo, y en planillas de cálculo se encuentra como función disponible.

- d) Los flujos de fondos pueden ser sumados como valores reales a moneda constante (nominales), actualizados, o sea proyectados al momento inicial a la tasa de actualización definida. En el primer caso se tendrá:

$$S = \sum_{i=0}^i V_i \quad [\text{VI.3}]$$

cuyo valor mínimo (negativo) se denomina máxima exposición de caja nominal.

- e) Si los valores a sumar en [VI.3] son actualizados a la tasa n de actualización, el valor mínimo de la serie (también negativo) se denomina máxima exposición de caja actualizada.

- f) En los proyectos industriales como el que se trata aquí, existe un período inicial de inversiones en el que el flujo de fondos es fuertemente negativo, y posteriormente un período de operaciones en el que el flujo es positivo, por lo que la sumatoria de flujos de fondos (tanto nominal como actualizada) resulta una curva creciente que debe pasar de valores negativos a positivos. El momento en que esto sucede, define al período de repago.
- g) El período de repago nominal se calcula por interpolación entre los períodos consecutivos de signos opuestos de la serie de sumatorias de flujos de fondos nominales
- h) El período de repago actualizado se calcula por interpolación entre los períodos consecutivos de signos opuestos de la serie de sumatorias de flujos de fondos actualizados.

VI.2.6) Flujo de fondos del capital propio

Se trata del análisis para el inversor, y difiere del anterior en lo siguiente:

- a) El monto que debe aportar el inversor es solo la parte de la inversión que le corresponde en base a la relación "equity/debt" o "capital propio/endeudamiento" definido para el financiamiento del proyecto. El aporte de las instituciones financieras no es considerado en este análisis, pero sí los pagos por devolución del préstamo e intereses que se efectivizan de acuerdo al cálculo del financiamiento descripto en VI.2.2.
- b) El monto imponible para el cálculo del impuesto a las ganancias que debe pagar el proyecto se reduce en una cantidad igual a los intereses pagados en el período.

El resto de los conceptos para la confección del flujo de fondos, y la obtención de los resultados económico-financieros para el capital propio efectivamente invertido es el mismo que para el caso anterior, aunque para este proyecto, en todos los casos los resultados para el inversor resultan mejores que los del proyecto, debido al efecto "leverage" del financiamiento parcial con créditos a tasas inferiores al a TIR del proyecto.

VI.3) Utilización del programa

El programa se maneja desde el archivo Tesis2D, que es la planilla de ingreso de datos y resumen de resultados. Desde esta planilla se introducen todos los datos cuya incidencia sobre los resultados económicos resulta de interés evaluar. Ellos son:

- a) Numero de secadores: 1 o 2.
- b) Desfasaje entre secadores: entre 4 y 15 horas en intervalos de 1 hora.
- c) Tiempo de operación anual, en días por año.
- d) Demanda eléctrica media de la Planta, actual y futura.
- e) Tarifa eléctrica en vigencia expresada en forma monómica.
- f) Costo del peaje para el transporte de los excedentes de energía eléctrica a otra planta
- g) Costo del gas natural.
- h) Numero asignado al turbogrupo a considerar.
- i) Factor medio de carga del turbogrupo.
- j) Porcentaje de capital propio, en la integración de los recursos financieros para la implementación del proyecto.
- k) Tasa de interés del endeudamiento.
- l) Tasa de actualización.
- m) Tasa del impuesto a las ganancias.

Es también posible evaluar la incidencia del monto de la inversión, el período de construcción, período de gracia para el repago de los créditos, el plazo para la devolución del crédito (establecido en el programa en 5 años), etc., para lo que se requieren algunos ajustes en el programa, y desde los archivos correspondientes.

Los datos ingresados al programa son procesados en los archivos u hojas correspondientes, y los resultados de interés son devueltos a la planilla resumen, de tal forma de disponer en la mencionada planilla todos los datos y resultados principales de la corrida.

Puesto que el cálculo de los caudales de gases que ingresan a los equipos CAAE es iterativo (archivo Tesis2B en la versión para DOS u hoja CAAE en la versión para Windows) con aproximaciones sucesivas como se explicó en el Capítulo V, ha sido necesario definir un error máximo y establecer una advertencia de que no se ha llegado a la convergencia definida como admisible en el proceso iterativo de cálculo, en cuyo caso aparecerá el mensaje "PULSAR F9", cuya ejecución desencadena una cantidad de iteraciones especificadas en las instrucciones de default del programa base. Esta operación deberá repetirse las veces que sea necesario hasta que el mensaje cambie a "OK". Este mensaje ha sido colocado en varios puntos de todos los archivos u hojas del programa en dos inscripciones: el superior que corresponde a los cálculos para el primer secador, y el inferior para el segundo. Cuando ambas inscripciones indiquen "OK" los caudales verifican los balances de masa y energía con un error menor a +/- 5 kg/hora para los primeros, y +/- 5 kcal/hora para los segundos.

Se han corrido los casos necesarios para la evaluación de la factibilidad económico financiera del proyecto, y para visualizar la incidencia de los diferentes factores de contorno. Las planillas resumen de cada una de las alternativas consideradas en las condiciones base han sido impresas, y se presentan y comentan en el punto siguiente.

No se han incluido las impresiones de las corridas de los programas de análisis, por ser sumamente voluminoso, y superfluo.

VI.4) Resultados de las evaluaciones de prefactibilidad.

Se han considerado las siguientes condiciones que definen el caso base:

Numero de secadores:	1, y 2
Desfasaje entre secadores:	10 horas
Tiempo de operación anual:	350 días por año.
Demanda eléctrica media:	3000 kW.
Demanda térmica:	según mediciones del ciclo del CAAE.
Factor medio de carga del turbogruppo:	.0.97
Caída de temp.de gases en conductos:	20°C
Exceso de aire quemadores CAAE:	20%
Valores de inversión:	según tablas VI.1, VI.2 y VI.4
Porcentaje de capital propio:	40%
Tasa de interés del endeudamiento:	10%
Gastos y comisiones del crédito:	1.5% flat
Devolución del crédito:	1 año gracia, 10 semestres.
Tasa de actualización:	10%
Tasa del impuesto a las ganancias:	33%
Período de construcción:	1 año
Período de operación:	15 años
Valor residual de la planta:	30%
Tarifa eléctrica en vigencia:	58.94 \$/MWh
Costo del peaje para el transporte:	10 \$/MWh
Tarifa del gas natural:	72.85 \$/Dm3
Costos operativos no energéticos:	tabla VI.3

Los valores tarifarios de la electricidad y el combustible (gas natural) han sido determinados promediando los valores de 4 facturas por los mencionados suministros que la Empresa ha debido pagar, excluyendo el IVA por no constituir éste un costo industrial.

La impresión de los resultados de las evaluaciones de prefactibilidad para las alternativas consideradas en las condiciones base se presentan a continuación.

Corresponden, para 1 secador (condición actual) a las corridas

Número	Turbogrupo
10	Allison 501 KB5
11	Allison 570 K
12	Allison 571 K
13	Solar Centaur
14	Centaur Type H
15	Solar Taurus
16	EGT Typhoon
17	EGT Tornado

A continuación, se han corrido las 8 alternativas para el caso de que la planta se expandiera a 2 secadores, o sea 2 equipos CAAE iguales. Estas corridas se identifican con los números 18 al 25, y sus "printouts" se presentan a continuación de los 8 del caso base.

Número	Turbogrupo
18	Allison 501 KB5
19	Allison 570 K
20	Allison 571 K
21	Solar Centaur
22	Centaur Type H
23	Solar Taurus
24	EGT Typhoon
25	EGT Tornado

PROYECTO COGENERACION, PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	10	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
				OK
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secador:			10	horas
Tiempos de operacion:	24	h/dia	350	dias/año
		Actual	Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94	\$/MWh
Costo peaje transporte electricidad:			10	\$/MWh
Costo del gas natural:	8400	kg/m3.PCI	72.85	\$/Dm3
DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:				
	Numero:		1	
Turbogruppo de gas:		Allison 501	KB5	
Potencia nominal ISO:		3693	KW	
Consumo especifico ISO:		3028	kcal/kWh	
Rendimiento termico:		28.40%		
Caudal de gases:		56499	kg/hora	
Temperatura de gases de escape:		533	oC	
Factor de carga considerado:		97.00%		
				OK
INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
				OK
Inversion total:	1136	US\$/KW	4194828	US\$
Periodo de construccion:			1	año
Periodo de gracia:			1	año
Capital propio:	40.00%		1715685	US\$
Endeudamiento:			2644315	US\$
Teses: Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%	
RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:				
Resultado de items energeticos:		1230890	\$/año	
Otros costos:		-172000	\$/año	
Resultado anual:		1058890	\$/año	
Tasa impuesto a las ganancias:		33.00%		
INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)				
		Proyecto	Capital propio	
Tasa interna de retorno:		23.47%	34.30%	
Valor presente neto:		2801121	2873345	US\$
Periodo de repago nominal:		4.09	4.59	años
Periodo de repago actualizado:		5.53	5.36	años
Maxima exposicion de caja nominal:		3466800	987657	US\$
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3151636	897870	US\$
AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	27.71%	5.40	MWh	OK
Rendimiento termico:		79.01%		OK
Rendimiento FERC (USA)		52.22%		
Rendimiento Ft:		41.50%		

**PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN**

Fecha:	24/Marzo/1997	Corrida Nr:	11	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
				OK
Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/a?o	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18650		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo pesaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI		72.65 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:	Numero:	2
Turbogrupo de gas:	Allison 570K	
Potencia nominal ISO:	4589 kW	
Consumo especifico ISO:	3069 kcal/kWh	
Rendimiento termico:	27.84%	
Caudal de gases:	68257 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:	582 oC	
Factor de carga considerado:	97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
				OK
				OK
Inversion total:	1250 U\$/KW	5736621 U\$S		
Periodo de construccion:		1 a?o		
Periodo de gracia:		1 a?o		
Capital propio:	40.00%	2345828 U\$S		
Endeudamiento:		3615629 U\$S		
Tasas: Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%	

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:		
Resultado de items energeticos:	1448633 \$/a?o	
Otros costos:	-225800 \$/a?o	
Resultado anual:	1222833 \$/a?o	
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%	

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 a?os)			
	Proyecto	Capital propio	
Tasa interna de retorno:	19.98%	27.16%	
Valor presente neto:	2787686 U\$S	2886437 U\$S	
Periodo de repago nominal:	4.70 a?os	5.58 a?os	
Periodo de repago actualizado:	6.67 a?os	6.46 a?os	
Maxima exposicion de caja nominal:	4740100 U\$S	1350407 U\$S	
Maxima exposicion de caja actualiz.:	4909182 U\$S	1227643 U\$S	

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:			
Ahorro de recursos:	27.12%	6.07 MWt	OK
Rendimiento termico:	73.56%		OK
Rendimiento FERC (USA)	50.41%		
Rendimiento FI:	41.16%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	12	OK
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	3000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI		72.85 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:	Numero:	3
Turbogruppo de gas:	Allison 571K	
Potencia nominal ISO:	5588 kW	
Consumo especifico ISO:	2679 kcal/kWh	
Rendimiento termico:	32.10%	
Caudal de gases:	72175 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:	533 oC	
Factor de carga considerado:	97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
				OK
Inversion total:	1105 U\$\$/KW	6175719 U\$S		
Periodo de construccion:		1 año		
Periodo de gracia:		1 año		
Capital propio:	40.00%	2525869 U\$S		
Endeudamiento:		3693019 U\$S		
Tasas: interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%	

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:	
Resultado de items energeticos:	1799041 \$/año
Otros costos:	-239400 \$/año
Resultado anual:	1549641 \$/año
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%

INDICADORES ECONÓMICO FINANCIEROS: (Análisis en 15 años)		
	Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:	23.33%	34.02%
Valor presente neto:	4090878 U\$S	4187209 U\$S
Periodo de repago nominal:	4.11 años	4.66 años
Periodo de repago actualizado:	5.56 años	5.40 años
Maxima exposicion de caja nominal:	5103900 U\$S	1454050 U\$S
Maxima exposicion de caja actualiz.:	4639909 U\$S	1321864 U\$S

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:			
Ahorro de recursos:	32.69%	8.38 MWh	OK
Rendimiento termico:	75.22%		OK
Rendimiento FERC (USA)	53.33%		
Rendimiento Fi:	44.57%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	13	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				OK
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempo de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400	kg/m3.PCI	72.85 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:		Numero:	4
Turbogruppo de gas:		Solar Centaur	
Potencia nominal ISO:		3130 kW	
Consumo especifico ISO:		3261.3 kcal/kWh	
Rendimiento termico:		26.37%	
Caudal de gases:		64116 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:		448.9 oC	
Factor de carga considerado:		97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
				OK
Inversion total:	1317	U\$\$/KW	4129620	U\$\$
Periodo de construccion:			1	año
Periodo de gracia:			1	año
Capital propio:	40.00%		1688560	U\$\$
Endeudamiento:			2509427	U\$\$
Tasas:	Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:			
Resultado de items energeticos:		1050405	\$/año
Otros costos:		-165725	\$/año
Resultado anual:		884681	\$/año
Tasa impuesto a las ganancias:		33.00%	

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)			
		Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:		20.10%	27.41%
Valor presente neto:		2029770 U\$\$	2100769 U\$\$
Periodo de repago nominal:		4.68 años	5.56 años
Periodo de repago actualizado:		6.63 años	6.42 años
Maxima exposicion de caja nominal:		3407950 U\$\$	970891 U\$\$
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3098138 U\$\$	882628 U\$\$

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	24.24%	4.28	MWt	OK
Rendimiento termico:		79.07%		OK
Rendimiento FERC (USA)		50.88%		
Rendimiento FI:		39.60%		

**PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN**

Fecha: 24/Marzo/1997 Corrida Nr: 14

OK

DATOS GENERALES DEL PROYECTO:

OK

Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)		1
Desfasaja entre ciclos de secado:		10 horas
Tiempos de operacion:	24 h/dia	350 dias/año
	Actual	Futuro
Demanda electrica (KW)	2000	3000
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550	37099
Costo de la electricidad:		58.94 \$/MWh
Costo peaje transporte electricidad:		10 \$/MWh
Costo del gas natural:	8400 kg/m3.PCI	72.85 \$/Dm3

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:

Numero: 5

Turbogruppo de gas:	Centaur Type H
Potencia nominal ISO:	3880 kW
Consumo especifico ISO:	3073.6 kcal/kWh
Rendimiento termico:	27.98%
Caudal de gases:	63864 kg/hora
Temperatura de gases de escape:	515.6 oC
Factor de carga considerado:	97.00%

OK

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:

OK

Inversion total:	1113 US\$/KW	4317825 US\$
Periodo de construccion:		1 año
Periodo de gracia:		1 año
Capital propio:	40.00%	1765690 US\$
Endeudamiento:		2721849 US\$
Tasas: Interes:	10.00%	Actualizacion: 10.00%

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:

Resultado de items energeticos:	1276534 \$/año
Otros costos:	-172400 \$/año
Resultado anual:	1104134 \$/año
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)

	Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:	23.75%	34.99%
Valor presente neto:	2949021 US\$	3023363 US\$
Periodo de repago nominal:	4.04 años	4.45 años
Periodo de repago actualizado:	5.45 años	5.29 años
Maxima exposicion de caja nominal:	3568450 US\$	1016616 US\$
Maxima exposicion de caja actualiz.:	3244045 US\$	924196 US\$

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:

Ahorro de recursos:	27.59%	5.54 MWh	OK
Rendimiento termico:	77.75%		OK
Rendimiento FERC (USA)	51.81%		
Rendimiento FI:	41.43%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Corrida Nr.:	15	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				OK
Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10	horas
Tiempo de operacion:	24	h/dia	350	dias/año
		Actual		Futuro
Demanda electrica (KW)		2000		3000
Demanda gas CAVE (m ³ /dia)		18550		37099
Costo de la electricidad:				58.94 \$/MWh
Costo peaje transporte electricidad:				10 \$/MWh
Costo del gas natural:	8400	kc/m ³ .PCI	72.85	\$/Dm ³
DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:				
Numero:			6	
Turbogruppo de gas:		Solar Taurus		
Potencia nominal ISO:		4710		kW
Consumo especifico ISO:		2902		kcal/kWh
Rendimiento termico:		29.63%		
Caudal de gases:		74160		kg/hora
Temperatura de gases de escape:		497		oC
Factor de carga considerado:		97.00%		
				OK
INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
Inversion total:	958	U\$S/KW	4512030	U\$S
Periodo de construccion:			1	año
Periodo de gracia:			1	año
Capital propio:	40.00%		1845420	U\$S
Endeudamiento:			2644271	U\$S
Tasas:	Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%
RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:				
Resultado de items energeticos:			1514860	\$/año
Otros costos:			-179075	\$/año
Resultado anual:			1335785	\$/año
Tasa impuesto a las ganancias:			33.00%	
INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)				
		Proyecto		Capital propio
Tasa interna de retorno:		27.26%		42.92%
Valor presente neto:		3924779	U\$S	4002464
Periodo de repago nominal:		3.57	años	3.16
Periodo de repago actualizado:		4.65	años	3.87
Maxima exposicion de caja nominal:		3726950	U\$S	1062341
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3389955	U\$S	965764
AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	29.63%	6.75	MWt	OK
Rendimiento termico:		75.60%		OK
Rendimiento FERC (USA)		52.05%		
Rendimiento FI:		42.63%		

PROYECTO COGENERACION, PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	18	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
				OK
Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI		72.65 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:		Numero:	7
Turbogrupe de gas:		EGT Typhoon	
Potencia nominal ISO:		4743 kW	
Consumo especifico ISO:		2876 kcal/kWh	
Rendimiento termico:		29.90%	
Caudal de gases:		70200 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:		519 oC	
Factor de carga considerado:		97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
				OK
				OK
Inversion total:	1025 U\$S/KW	4861599 U\$S		
Periodo de construccion:		1 año		
Periodo de gracia:		1 año		
Capital propio:	40.00%	1986394 U\$S		
Endeudamiento:		3064630 U\$S		
Tasas:	Interes: 10.00%	Actualizacion: 10.00%		

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:			
Resultado de items energeticos:	1528338 \$/año		
Otros costos:	-192425 \$/año		
Resultado anual:	1335911 \$/año		
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%		

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)			
		Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:		25.44%	38.67%
Valor presente neto:		3754623 U\$S	3838327 U\$S
Periodo de repago nominal:		3.80 años	3.75 años
Periodo de repago actualizado:		5.02 años	4.70 años
Maxima exposicion de caja nominal:		4017850 U\$S	1144645 U\$S
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3652591 U\$S	1040587 U\$S

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	30.05%	6.88 MWt		OK
Rendimiento termico:		75.90%		OK
Rendimiento FERC (USA)		52.32%		
Rendimiento FI:		42.89%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Corrida Nr:	17	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				OK
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			1	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/a?o	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37089	
Costo de la electricidad:			58.04 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI		72.85 \$/Cm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:	Numero:	8
Turbogruppo de gas:	EGT Tomado	
Potencia nominal ISO:	6200 kW	
Consumo especifico ISO:	2831 kcal/kWh	
Rendimiento termico:	30.38%	
Caudal de gases:	100440 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:	480 oC	
Factor de carga considerado:	97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
				OK
Inversion total:	1028 L\$/KW	6376398 U\$S		
Periodo de construccion:		1 a?o		
Periodo de gracia:		1 a?o		
Capital propio:	40.00%	2607947 U\$S		
Endudamiento:		4019522 U\$S		
Tasas:	Interes: 10.00%	Actualizacion: 10.00%		

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:	
Resultado de items energeticos:	1831508 \$/a?o
Otros costos:	-248075 \$/a?o
Resultado anual:	1585433 \$/a?o
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Análisis en 15 a?os)			
		Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:		23.13%	33.59%
Valor presente neto:		4148014 U\$S	4255800 U\$S
Periodo de repago nominal:		4.14 a?os	4.76 a?os
Periodo de repago actualizado:		5.62 a?os	5.45 a?os
Maxima exposicion de caja nominal:		5269750 U\$S	1501209 U\$S
Maxima exposicion de caja actualiz.:		4790682 U\$S	1384817 U\$S

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:			
Ahorro de recursos:	25.88%	7.14 MWh	OK
Rendimiento termico:		66.29%	OK
Rendimiento FERC (USA)		47.84%	
Rendimiento FI:		40.46%	

**PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN**

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	18	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				OK
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			2	
Destasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/a?o	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37089	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI		72.85 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:	Numero:	1
Turbogruppo de gas:	Allison 501 KB5	
Potencia nominal ISO:	3890 kW	
Consumo especifico ISO:	3028 kcal/kWh	
Rendimiento termico:	28.40%	
Caudal de gases:	56499 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:	533 oC	
Factor de carga considerado:	97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
				OK
inversion total:	1136 U\$S/KW	4194828 U\$S		
Periodo de construccion:		1 a?o		
Periodo de gracia:		1 a?o		
Capital propio:	40.00%	1715685 U\$S		
Endeudamiento:		2944315 U\$S		
Tasas:	interes: 10.00%	Actualizacion: 10.00%		

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:			
Resultado de items energeticos:	1448728 \$/a?o		
Otros costos:	-172000 \$/a?o		
Resultado anual:	1276728 \$/a?o		
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%		

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 a?os)			
	Proyecto	Capital propio	
Tasa interna de retorno:	27.97%	44.65%	
Valor presente neto:	3810318 U\$S	3882542 U\$S	
Periodo de repago nominal:	3.49 a?os	2.98 a?os	
Periodo de repago actualizado:	4.51 a?os	3.61 a?os	
Maxima exposicion de caja nominal:	3466800 U\$S	967857 U\$S	
Maxima exposicion de caja actualiz.:	3151836 U\$S	897870 U\$S	

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:			
Ahorro de recursos:	27.87%	7.54 MWh	OK
Rendimiento termico:	95.79%		OK
Rendimiento FERC (USA)	57.06%		
Rendimiento FI:	41.59%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
 ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
 PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	19	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)			2	OK
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400	kc/m3.PCI	72.85 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:		Numero:	2
Turbogruppo de gas:		Allison 570K	
Potencia nominal ISO:		4589 kW	
Consumo especifico ISO:		3089 kcal/kWh	
Rendimiento termico:		27.84%	
Caudal de gases:		88257 kg/hora	
Temperatura de gases de escape:		562 oC	
Factor de carga considerado:		97.00%	

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
				OK
				OK
Inversion total:	1250 U\$S/KW	5735521 U\$S		
Periodo de construccion:		1 año		
Periodo de gracia:		1 año		
Capital propio:	40.00%	2345828 U\$S		
Endeudamiento:		3615529 U\$S		
Tasas:	Interes: 10.00%	Actualizacion:	10.00%	

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:		
Resultado de items energeticos:	1736054	\$/año
Otros costos:	-225800	\$/año
Resultado anual:	1510254	\$/año
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%	

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)

	Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:	24.42%	36.36%
Valor presente neto:	4119247 U\$S	4217999 U\$S
Periodo de repago nominal:	3.85 años	4.15 años
Periodo de repago actualizado:	5.28 años	5.12 años
Maxima exposicion de caja nominal:	4740100 U\$S	1350407 U\$S
Maxima exposicion de caja actualiz.:	4309182 U\$S	1227843 U\$S

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:

Ahorro de recursos:	31.12%	9.32 MWt	OK
Rendimiento termico:	94.81%		OK
Rendimiento FERC (USA)	58.20%		
Rendimiento FI:	43.56%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Corrida Nr:	20	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
				OK
Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)			2	
Desfaseje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kg/m3.PCI		72.85 \$/Dm3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:	Numero:	3
Turbogruppo de gas:		Allison 571K
Potencia nominal ISO:		5588 kW
Consumo especifico ISO:		2679 kcal/kWh
Rendimiento termico:		32.10%
Caudal de gases:		72175 kg/hora
Temperatura de gases de escape:		533 oC
Factor de carga considerado:		97.00%

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
				OK
				OK
Inversion total:	1105	US\$/KW	6175719	US\$
Periodo de construccion:			1	año
Periodo de gracia:			1	año
Capital propio:	40.00%		2525869	US\$
Endeudamiento:			3893019	US\$
Tasas:	Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:			
Resultado de items energeticos:	2073000	\$/año	
Otros costos:	-239400	\$/año	
Resultado anual:	1833600	\$/año	
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%		

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)				
			Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:			27.33%	43.10%
Valor presente neto:	5396402	US\$	5502733	US\$
Periodo de repago nominal:	3.56	años	3.14	años
Periodo de repago actualizado:	4.63	años	3.84	años
Maxima exposicion de caja nominal:	5103900	US\$	1454050	US\$
Maxima exposicion de caja actualiz.:	4639909	US\$	1321864	US\$

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	34.88%	11.57	MWh	OK
Rendimiento termico:		95.00%		OK
Rendimiento FERC (USA)		60.05%		
Rendimiento FI:		46.07%		

**PROYECTO COGENERACION, PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN**

Fecha:	24/Marzo/1997	Comida Nr:	21	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				OK
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			2	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37089	
Costo de la electricidad:			58.04 \$/MWh	
Costo pasaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400	kg/m3.PCI	72.85 \$/Dm3	
DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:				
	Numero:		4	
Turbogruppo de gas:		Solar Centaur		
Potencia nominal ISO:		3130	kW	
Consumo especifico ISO:		3261.3	kcal/kWh	
Rendimiento termico:		26.37%		
Caudal de gases:		64116	kg/hora	
Temperatura de gases de escape:		448.9	oC	
Factor de carga considerado:		97.00%		
				OK
INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
Inversion total:	1317	U\$/KW	4123620	U\$
Periodo de construccion:			1	año
Periodo de gracia:			1	año
Capital propio:	40.00%		1666560	U\$
Endeudamiento:			2509427	U\$
Tasas:	Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%
RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:				
Resultado de items energeticos:		1252615	\$/año	
Otros costos:		-165725	\$/año	
Resultado anual:		1086890	\$/año	
Tasa impuesto a las ganancias:		33.00%		
INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)				
		Proyecto	Capital propio	
Tasa interna de retorno:		24.44%	36.44%	
Valor presente neto:		2966561	U\$	3037559
Periodo de repago nominal:		3.94	años	4.14
Periodo de repago actualizado:		5.27	años	5.11
Maxima exposicion de caja nominal:		3407950	U\$	970691
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3098136	U\$	862628
AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	24.46%	5.17	MWh	OK
Rendimiento termico:		85.20%		OK
Rendimiento FERC (USA)		55.57%		
Rendimiento FI:		39.72%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Corrida Nr:	22	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
				OK
Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)			2	
Desfaseje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo paaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI		72.85 \$/Dm3	
DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:				
Numero:			5	
Turbogruppo de gas:		Centaur Type H		
Potencia nominal ISO:		3880 kW		
Consumo especifico ISO:		3073.6 kcal/kWh		
Rendimiento termico:		27.86%		
Caudal de gases:		63864 kg/hora		
Temperatura de gases de escape:		515.6 oC		
Factor de carga considerado:		97.00%		
				OK
INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
				OK
Inversion total:	1113 U\$S/KW	4317825 U\$S		
Periodo de construccion:		1 año		
Periodo de gracia:		1 año		
Capital propio:	40.00%	1766990 U\$S		
Endeudamiento:		2721849 U\$S		
Tasas: Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%	
RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:				
Resultado de items energeticos:		1512615 \$/año		
Otros costos:		-172400 \$/año		
Resultado anual:		1340215 \$/año		
Tasa impuesto a las ganancias:		33.00%		
INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)				
		Proyecto	Capital propio	
Tasa interna de retorno:		28.49%	45.92%	
Valor presente neto:		4042734 U\$S	4117076 U\$S	
Periodo de repago nominal:		3.43 años	2.85 años	
Periodo de repago actualizado:		4.42 años	3.44 años	
Maxima exposicion de caja nominal:		3568450 U\$S	1016616 U\$S	
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3244045 U\$S	924196 U\$S	
AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	26.83%	7.97 MWh		OK
Rendimiento termico:		95.88%		OK
Rendimiento FERC (USA)		57.50%		
Rendimiento Ft:		42.16%		

**PROYECTO COGENERACION, PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN**

Fecha: 24/Marzo/1997

Corrida Nr:

23

OK

OK

DATOS GENERALES DEL PROYECTO:

Numero de secadores: (actual=1, futuro=2)		2
Desfaseaje entre ciclos de secado:		10 horas
Tiempos de operador:	24 h/dia	360 dias/año
	Actual	Futuro
Demanda electrica (KW)	2000	3000
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550	37099
Costo de la electricidad:		58.94 \$/MWh
Costo pasaje transporte electricidad:		10 \$/MWh
Costo del gas natural:	8400 kc/m3.PCI	72.85 \$/Dm3

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:

Numero:

6

Turbogruppo de gas:	Solar Taurus
Potencia nominal ISO:	4710 kW
Consumo especifico ISO:	2902 kcal/kWh
Rendimiento termico:	29.63%
Caudal de gases:	74160 kg/hora
Temperatura de gases de escape:	497 oC
Factor de carga considerado:	97.00%

OK

OK

INVERSION Y FINANCIAMIENTO:

Inversion total:	958 U\$\$/KW	4512030 U\$S
Periodo de construccion:		1 año
Periodo de gracia:		1 año
Capital propio:	40.00%	1845420 U\$S
Endeudamiento:		2644271 U\$S
Tasas: Interes:	10.00%	Actualizacion: 10.00%

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:

Resultado de items energeticos:	1779062 \$/año
Otros costos:	-175075 \$/año
Resultado anual:	1599977 \$/año
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)

	Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:	32.24%	55.64%
Valor presente neto:	5148730 U\$S	5226416 U\$S
Periodo de repago nominal:	3.05 años	2.15 años
Periodo de repago actualizado:	3.83 años	2.52 años
Maxima exposicion de caja nominal:	3728960 U\$S	1082341 U\$S
Maxima exposicion de caja actualiz.:	3389965 U\$S	965764 U\$S

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:

Ahorro de recursos:	31.74%	9.62 MWt	OK
Rendimiento termico:	95.00%		OK
Rendimiento FERC (USA)	58.53%		
Rendimiento FI:	43.95%		

PROYECTO COGENERACION. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANALISIS ECONOMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1987	Comida Nr:	24	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				
				OK
Numero de secadores:(actual=1, futuro=2)			2	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10 horas	
Tiempos de operacion:	24 h/dia		350 dias/año	
	Actual		Futuro	
Demanda electrica (KW)	2000		3000	
Demanda gas CAAE (m3/dia)	18550		37099	
Costo de la electricidad:			58.94 \$/MWh	
Costo peaje transporte electricidad:			10 \$/MWh	
Costo del gas natural:	8400 kg/m3.PCI		72.65 \$/0m3	

DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:	Numero:	7
Turbogrupo de gas:		EGT Typhoon
Potencia nominal ISO:		4743 kW
Consumo especifico ISO:		2876 kcal/kWh
Rendimiento termico:		29.90%
Caudal de gases:		70200 kg/hora
Temperatura de gases de escape:		519 oC
Factor de carga considerado:		97.00%

				OK
				OK
INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				
Inversion total:	1025 US\$/KW	4861599 US\$		
Periodo de construccion:		1 año		
Periodo de gracia:		1 año		
Capital propio:	40.00%	1988394 US\$		
Endeudamiento:		3064630 US\$		
Tasas:	Interes: 10.00%	Actualizacion:	10.00%	

RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:			
Resultado de items energeticos:	1793220	\$/año	
Otros costos:	-192425	\$/año	
Resultado anual:	1600795	\$/año	
Tasa impuesto a las ganancias:	33.00%		

INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)			
		Proyecto	Capital propio
Tasa interna de retorno:		30.09%	49.98%
Valor presente neto:		4977144 US\$	5060848 US\$
Periodo de repago nominal:		3.26 años	2.50 años
Periodo de repago actualizado:		4.14 años	2.98 años
Maxima exposicion de caja nominal:		4017850 US\$	1144845 US\$
Maxima exposicion de caja actualiz.:		3652591 US\$	1040587 US\$

AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:			
Ahorro de recursos:	32.03%	9.75 MWh	OK
Rendimiento termico:	95.23%		OK
Rendimiento FERC (USA)	58.73%		
Rendimiento FI:	44.14%		

PROYECTO COGENERACIÓN. PLANTA DE SECADO DE MALTA
ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA CONSIDERADA
PLANILLA RESUMEN

Fecha:	24/Marzo/1997	Corrida Nr:	25	
				OK
DATOS GENERALES DEL PROYECTO:				OK
Numero de secadores (actual=1, futuro=2)			2	
Desfasaje entre ciclos de secado:			10	horas
Tempos de operacion:	24	h/dia	350	dias/año
		Actual		Futuro
Demanda electrica (KW)		2000		3000
Demanda gas CAAE (m3/dia)		16550		37099
Costo de la electricidad:			58.94	\$/MWh
Costo peaje transporte electricidad:			10	\$/MWh
Costo del gas natural:	6400	kg/m3.PCI	72.85	\$/Dm3
DATOS DEL EQUIPO A CONSIDERAR:				
	Numero:		6	
Turbogruppo de gas:		EGT Tomado		
Potencia nominal ISO:		6200		KW
Consumo especifico ISO:		2831		kcal/kWh
Rendimiento termico:		30.38%		
Caudal de gases:		100440		kg/hora
Temperatura de gases de escape:		480		oC
Factor de carga considerado:		97.00%		
				OK
INVERSION Y FINANCIAMIENTO:				OK
Inversion total:	1028	US\$/KW	6375398	US\$
Periodo de construccion:			1	año
Periodo de gracia:			1	año
Capital propio:	40.00%		2607947	US\$
Endeudamiento:			4019522	US\$
Tasas:	Interes:	10.00%	Actualizacion:	10.00%
RESULTADOS OPERATIVOS ANUALES:				
Resultado de items energeticos:		2206353		\$/año
Otros costos:		-246075		\$/año
Resultado anual:		1960278		\$/año
Tasa impuesto a las ganancias:		33.00%		
INDICADORES ECONOMICO FINANCIEROS: (Analisis en 15 años)				
		Proyecto		Capital propio
Tasa interna de retorno:		28.23%		45.30%
Valor presente neto:		5882506	US\$	5992382
Periodo de repago nominal:		3.46	años	2.91
Periodo de repago actualizado:		4.46	años	3.52
Maxima exposicion de caja nominal:		5269750	US\$	1501299
Maxima exposicion de caja actualiz.:		4790682	US\$	1364817
AHORRO DE RECURSOS E INDICADORES CUALITATIVOS:				
Ahorro de recursos:	33.52%	11.78	MWt	OK
Rendimiento termico:		90.35%		OK
Rendimiento FERC (USA)		58.05%		
Rendimiento FI:		45.12%		

VI.5) Análisis de los resultados de las evaluaciones.

Las planillas resumen de cada corrida del programa dan los parámetros micro-económicos (resultados para la Empresa) por los indicadores económico-financieros, y como parámetro macroeconómico el ahorro de recursos (resultados para la Sociedad) de la alternativa, y en las condiciones consideradas.

En general ambos resultados son alentadores en todas las alternativas que han sido corridas. Pero adicionalmente pueden observarse ciertas características que permiten conceptualizar relaciones causa-efecto:

- a) Los valores del rendimiento térmico son muy elevados; cuando operan los dos secadores superan largamente el 90% en las primeras 7 unidades, en las que es posible utilizar la totalidad de los gases de escape de los turbogrupos en el equipo CAAE. En la unidad mayor (EGT Tornado, Número 8), existen excedentes de calor de escape en ciertos momentos aún operando los dos secadores, por lo que el rendimiento térmico es comparativamente menor.
- b) Cuando opera solo uno de los secadores, existen excedentes de gases de escape aún en las unidades menores, debido a que el secador opera por batches de unas 20 horas, y con demandas térmicas variables en el tiempo. Los rendimientos dependen del tamaño del turbogrupo, siendo próximos al 80% en las unidades menores (Allison 501 KB%, número 1, y Solar Centaur, número 4), y del orden del 75% en las demás unidades salvo en la mayor (EGT Tornado, Número 8) cuyo rendimiento alcanza apenas el 66.29%. Las fluctuaciones de los valores del rendimiento son atribuibles a la magnitud de los excedentes de calor que se producen con relación a la demanda del CAAE, y también a la temperatura de los gases de escape del turbogrupo, puesto que éstos serán tanto mejor utilizados cuanto mayor sea su temperatura. Para las temperaturas de escape de las unidades TG consideradas, este último efecto es poco perceptible, pero debe tenerse en cuenta que la temperatura de los gases de escape es un parámetro cualitativo cuando se evalúa un turbogrupo destinado a un sistema de cogeneración.
- c) A pesar de las amplias variaciones de los rendimientos térmicos cuando el sistema alimenta a dos o uno de los secadores, el ahorro de recursos experimenta una variación considerablemente menor. Esto sucede debido a que el sistema de cogeneración en ambos casos opera a una potencia próxima a la nominal, por lo que la producción del vector mas valioso y el que imsume mayor cantidad de recursos, la electricidad, se mantiene constante. El calor no utilizado por el CAAE, que es

tanto menor cuanto menor es el tamaño del turbogruppo, al ser afectado por el factor de valoración del calor con relación a la electricidad produce un efecto poco perceptible tanto en el ahorro de recursos como en el rendimiento FI. El rendimiento FERC, debido a utilizar un factor de valoración del calor mayor que el real, muestra una variación mayor.

- d) Indudablemente, la eficiencia del turbogruppo y su capacidad de generación ejercen una fuerte influencia en el ahorro de recursos, lo que se ve reflejado en los resultados.
- e) Los efectos sobre la rentabilidad del proyecto, (indicadores económico-financieros) son también menores que lo que intuitivamente el rendimiento térmico induce a pensar. Pero la relación de valores económicos entre ambos vectores energéticos es mucho menor que los que surgen de la valoración en función de los consumos de recursos. En efecto, el costo de 1 MWh eléctrico para la Empresa es de 58.94 \$/MWh, mientras que el costo del combustible, gas natural de 8400 kcal/m³ de PCI es de 72.85 \$/Dm³, o sea:

$$\frac{72.85 \times 860000}{1000 \times 8400} = 7.46 \text{ \$/MWh}$$

En consecuencia, para un rendimiento térmico promedio del CAAE del 96%, la relación de valores económicos del calor útil y la electricidad será:

$$\frac{7.46}{58.94 \times 0.96} = 0.1318$$

mientras que la relación en función del consumo de recursos, para una eficiencia *fuel to power* del 30% y *fuel to heat* del 96% resulta de

$$\frac{0.3}{0.96} = 0.3125$$

sea aproximadamente 2.37 veces mayor.

Por esta razón, la rentabilidad de la alternativa con el turbogruppo EGT Tornado, de 6.2 MW (el de mayor tamaño entre los considerados) no es degradado en proporciones similares a la del rendimiento térmico. La razón de la reducción de la rentabilidad en este caso es mas atribuible a la necesidad de pago de peajes sobre una cantidad mayor de excedentes de generación eléctrica, que a los excedentes no utilizados de calor residual.

En las cuatro figuras siguientes se comparan en gráficos de barras:

El tamaño de los turbogrupos considerados (expresado por su capacidad nominal de generación eléctrica, kW, en condiciones ISO) y la inversión específica de cada caso, en \$/kW instalado. Dadas las magnitudes a representar, se ha utilizado una escala logarítmica en ordenadas.

El consumo específico de los turbogrupos, en kcal/kWh, y las temperaturas de gases de escape para la potencia nominal y en condiciones ISO. Dadas las magnitudes a representar, se ha utilizado una escala logarítmica en ordenadas.

Las tasas internas de retorno del proyecto y del capital propio para los proyectos implementados con los turbogrupos considerados en la condición base, para uno y dos secadores.

Los valores actual neto, a una tasa de descuento del 10 % para los mismos casos.

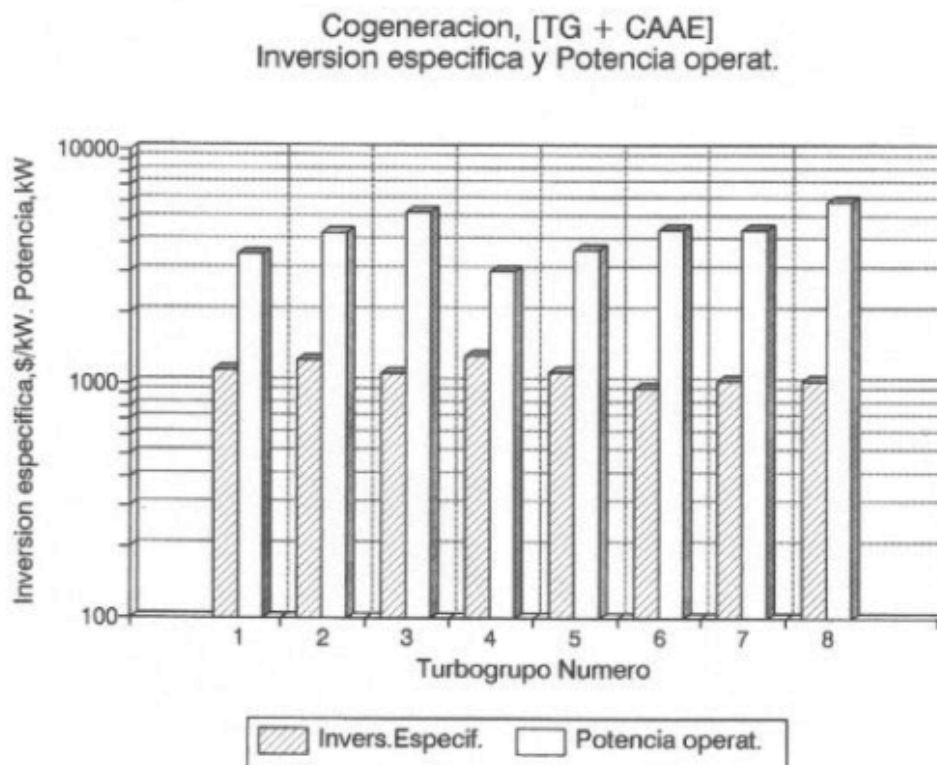


Figura VI.5: Tamaño de los turbogrupos considerados (kW, en condiciones operativas) e inversión específica del proyecto.

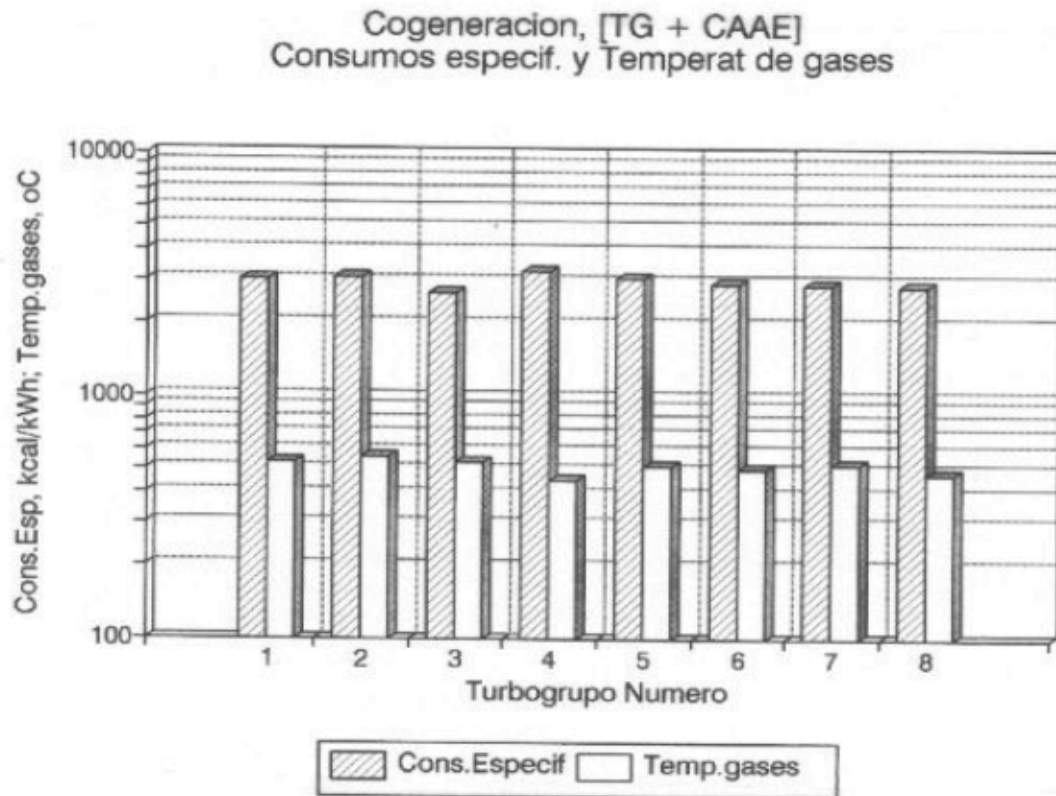


Figura VI.6: Consumo específico de los turbogrupos, en kcal/kWh, y temperaturas de gases de escape para la potencia nominal y en condiciones ISO.

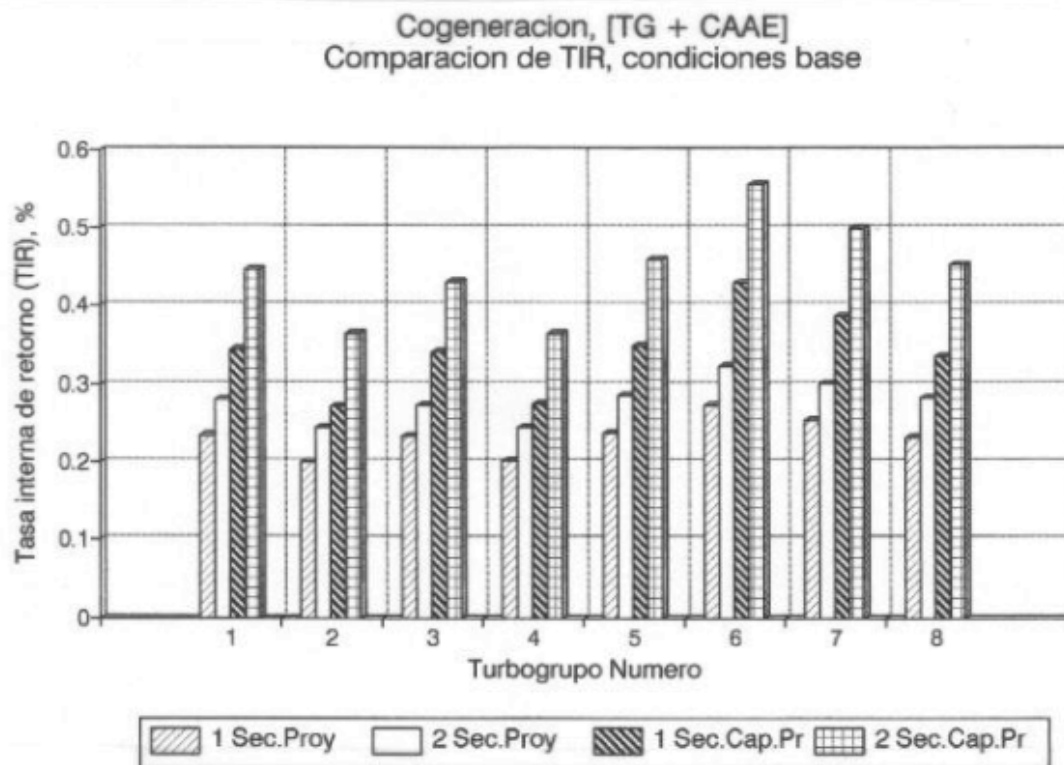


Figura VI.7: Tasas internas de retorno del proyecto y del capital propio, para uno y dos secadores.

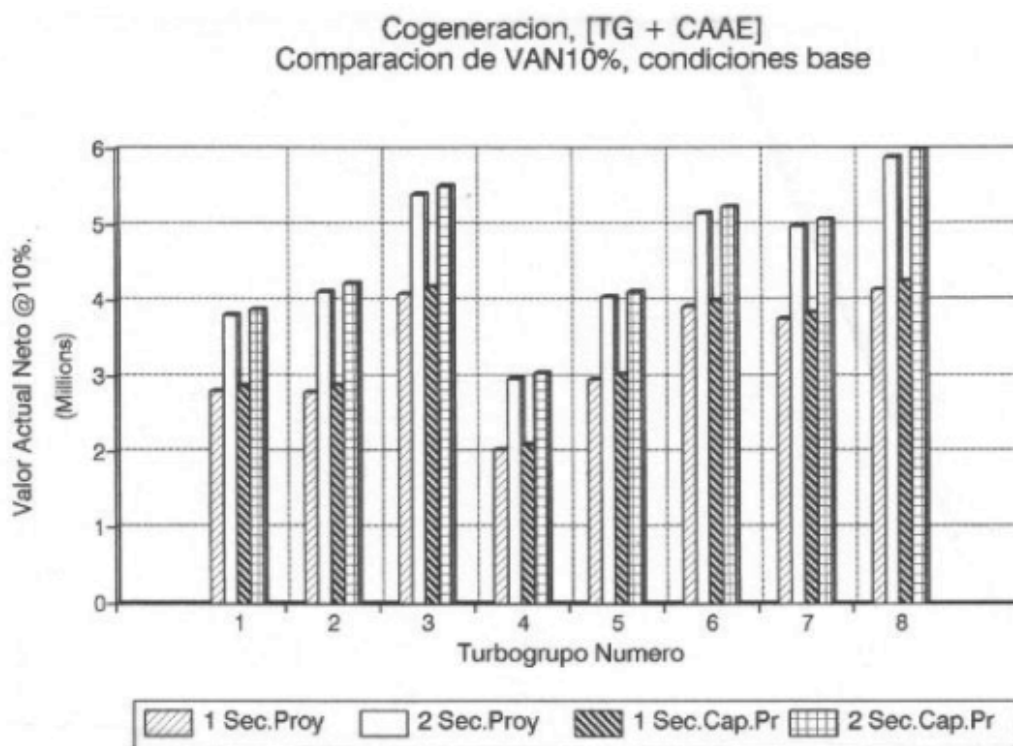


Figura VI.8: Valor actual neto, a una tasa de descuento del 10 % del proyecto y del capital propio, para uno y dos secadores.

En general los valores de tasa de retorno y valor actual neto no difieren sustancialmente entre las diferentes alternativas consideradas, pudiendo notarse la incidencia del costo específico, y la capacidad de generación eléctrica del turbogrupos.

El tamaño del turbogrupos incide en el valor actual neto, no así sobre la tasa interna de retorno debido al aumento paralelo del monto de la inversión, mostrando una mayor dependencia a valores específicos relacionados a aspectos cualitativos mas que a los cuantitativos del sistema.

Los costos específicos estimados son del orden de los 1000 U\$S/KW instalado, valores que aparecen como conservadores para sistemas de cogeneración sin caldera de recuperación. Sin embargo, en la presente etapa del Proyecto, existen indefiniciones que hacen necesario adoptar márgenes de seguridad razonablemente amplios.

A pesar de esto, los indicadores económico financieros arrojan valores atractivos, mostrando perspectivas alentadoras, al menos preliminarmente.

Un adecuado trabajo en la ingeniería de detalles, *procurement*, construcción y puesta en marcha debería conducir a menores costos de inversión. Asimismo, la adecuada conducción, operación y mantenimiento de la planta permitirá reducir los costos de gerenciamiento y los operativos, contribuyendo a mejorar los resultados del proyecto.

Sin embargo, diversos factores pueden hacer que las condiciones supuestas para el caso base no puedan ser cumplidas, lo que implica riesgos, cuyo impacto sobre los resultados del proyecto deben ser analizados mediante el estudio de las sensibilidades.

VI.6) Análisis de sensibilidades

Mediante corridas del programa de evaluación, se han determinado los valores que permiten el trazado las curvas de sensibilidad a los parámetros de mayor interés, las que se presentan a continuación.

Para ello, se ha considerado solamente el turbogruppo Allison 501, por cuanto las conclusiones que se obtengan para esta máquina, pueden extenderse al menos cualitativamente a los demás turbogrupos, salvo en aquellos casos en los que sea relevante el tamaño de la máquina, en cuyo caso se harán las salvedades correspondientes.

En cada caso se han representado la TIR y el VAN a una tasa de actualización del 10%, referido al proyecto (sin financiamiento con créditos), y del capital propio invertido.

a) Sensibilidad a la inversión (Figuras VI.9 y 10)

Los valores de inversión se hicieron variar entre un 80% y 120% de la inversión base, y se representaron la TIR y VAN del proyecto, y del capital propio.

Los indicadores muestran una fuerte sensibilidad a este factor, pero aún en el caso en que la inversión fuera superior en un 20 % a la cifra estimada, los indicadores siguen siendo atractivos.

La diferencia a favor del caso de dos secadores, se debe no al mayor aprovechamiento del calor residual, que ya para un secador es elevado, sino a la utilización en la Planta de una mayor cantidad de electricidad, evitando el pago de peaje para el traslado de los excedentes.

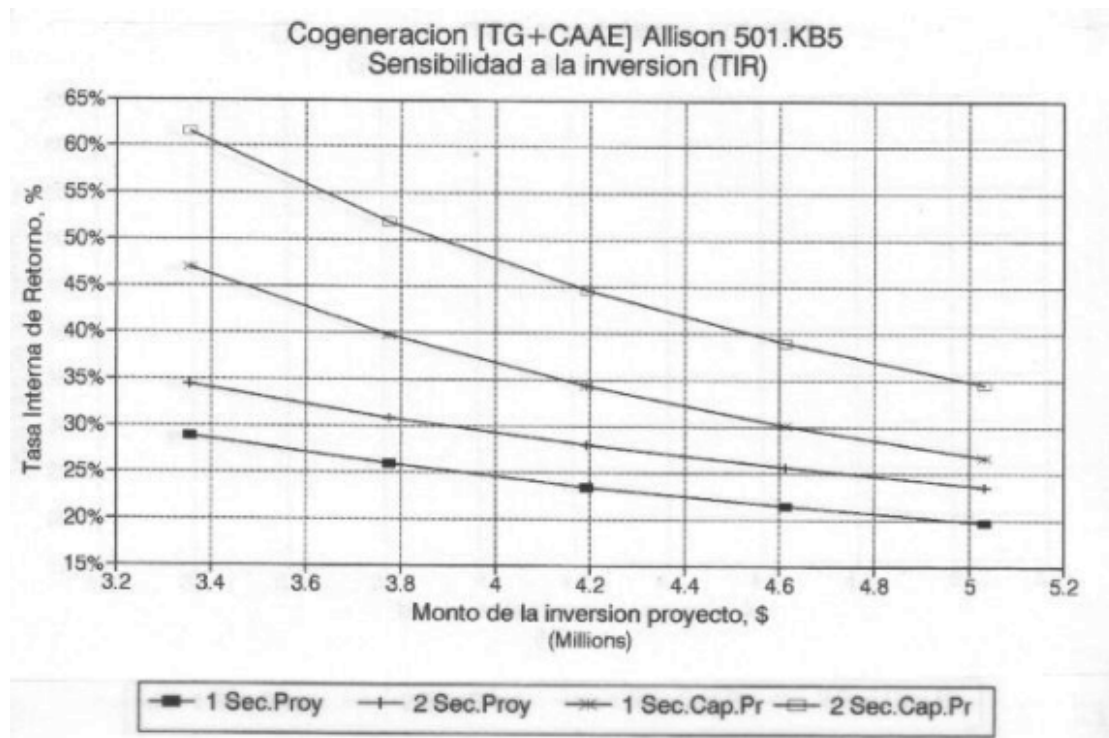


Figura VI.9 Sensibilidad a la inversión (TIR)

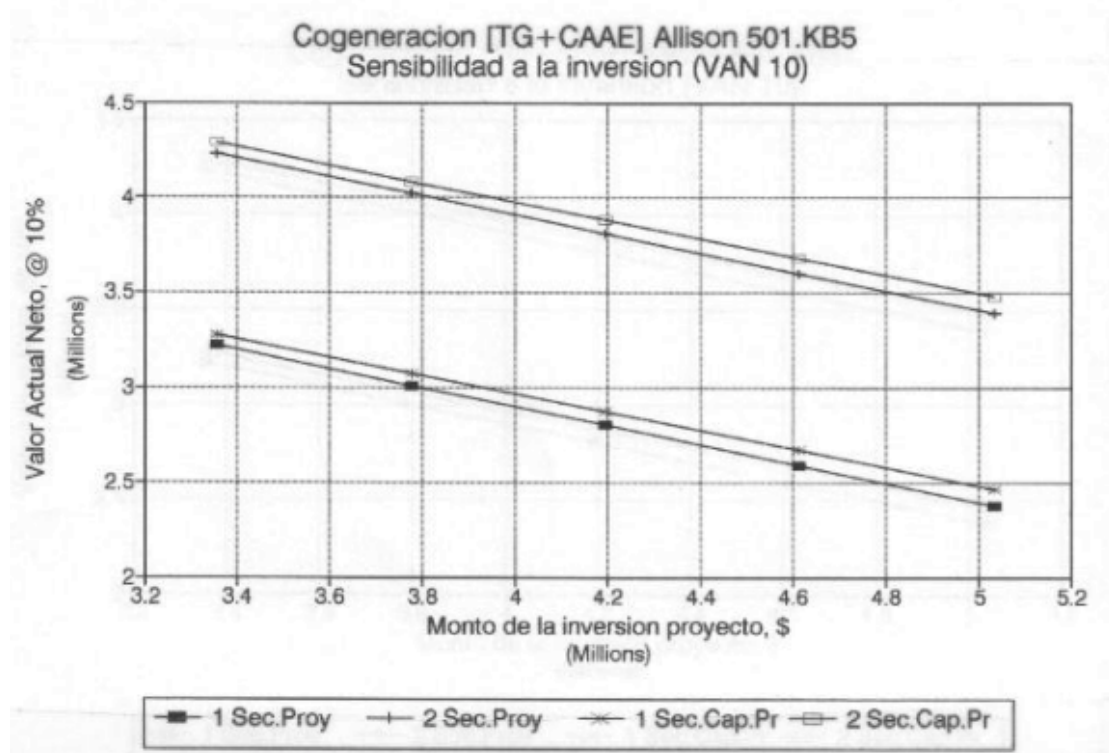


Figura VI.10: Sensibilidad a la inversión. (VAN 10%)

b) Sensibilidad al precio de la electricidad. (Figura VI.11 y VI.12)

En general, los proyectos de cogeneración son fuertemente sensibles al precio compra de la electricidad que se sustituye con lo que produce la planta motriz del sistema de cogeneración. El presente caso no escapa de esta tendencia, presentando resultados magros cuando deben sustituir energía eléctrica cuyo costo es inferior a 40 \$/MWh. La reducción de las cargas fiscales que gravan la compra de energía mejora la rentabilidad de la autogeneración, puesto que pequeños aumentos en la tarifa eléctrica, producen aumentos significativos de los resultados económicos de la generación propia.

Las tarifas eléctricas (sin IVA) que han sido tomadas en cuenta para el análisis de sensibilidad, corresponden al intervalo entre 45 y 65 \$/MWh.

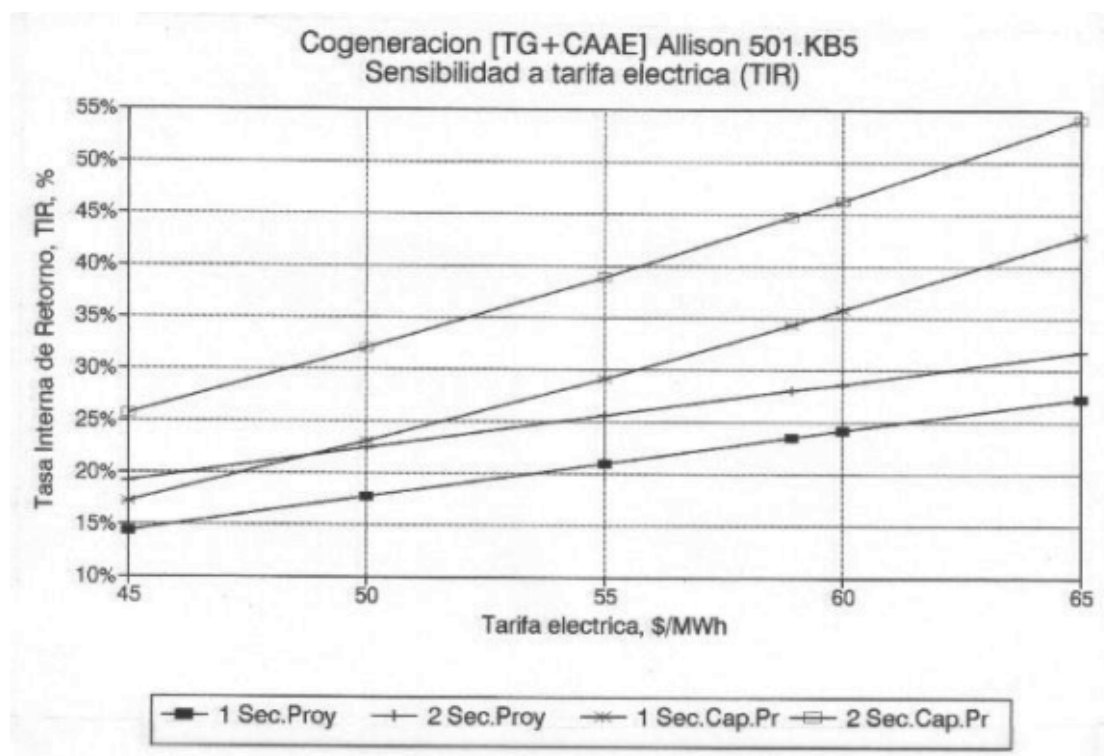


Figura VI.11: Sensibilidad al precio de la electricidad (sin IVA) actualmente comprada en MT (13.2 KV). Tasa interna de retorno.

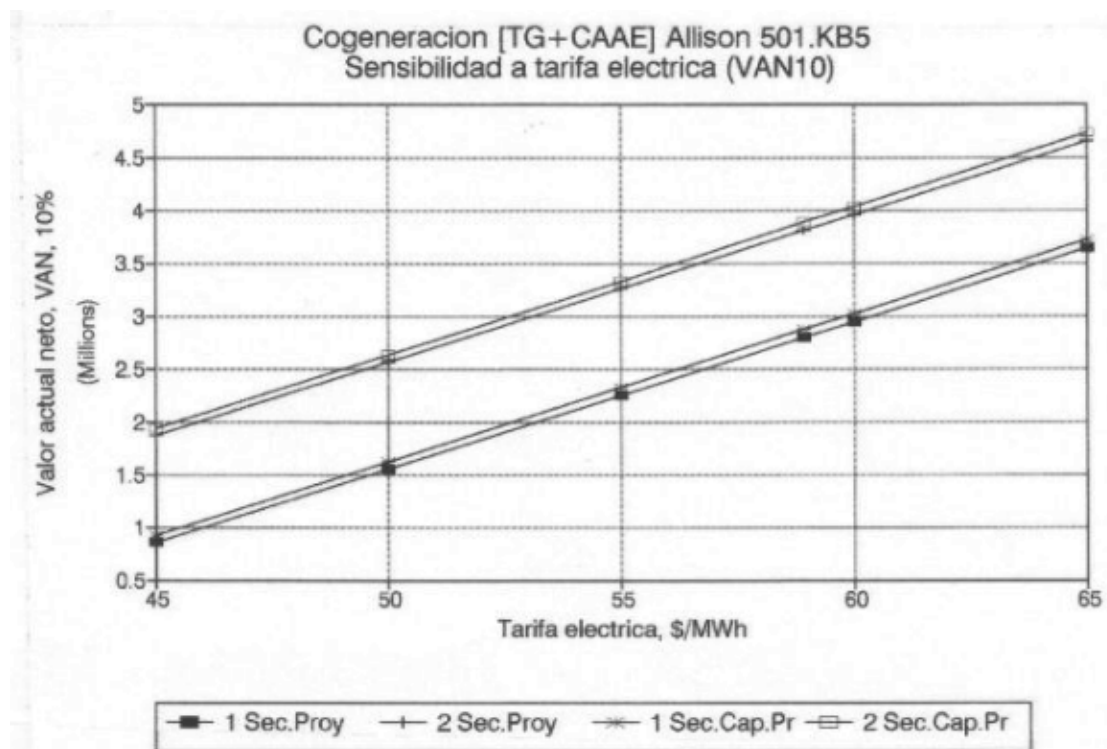


Figura VI.12: Sensibilidad al precio de la electricidad (sin IVA) actualmente comprada en MT (13.2 KV). Valor actual neto a una tasa de descuento del 10%.

c) Sensibilidad al precio del gas natural. (Figuras VI.13 y VI.14).

El aumento del precio del gas natural produce una reducción relativamente chica de la rentabilidad del Proyecto, por lo que, aún con un precio de 105 \$/Dm³, se obtienen rentabilidades atractivas.

Debe considerarse también que, de existir un aumento generalizado de los precios del combustible, existirá también un aumento en el precio de la electricidad, por lo que dependiendo de las proporciones de los incrementos, es altamente probable que la rentabilidad aumente, por cuanto la sensibilidad al precio de la electricidad es mayor que al precio del combustible.

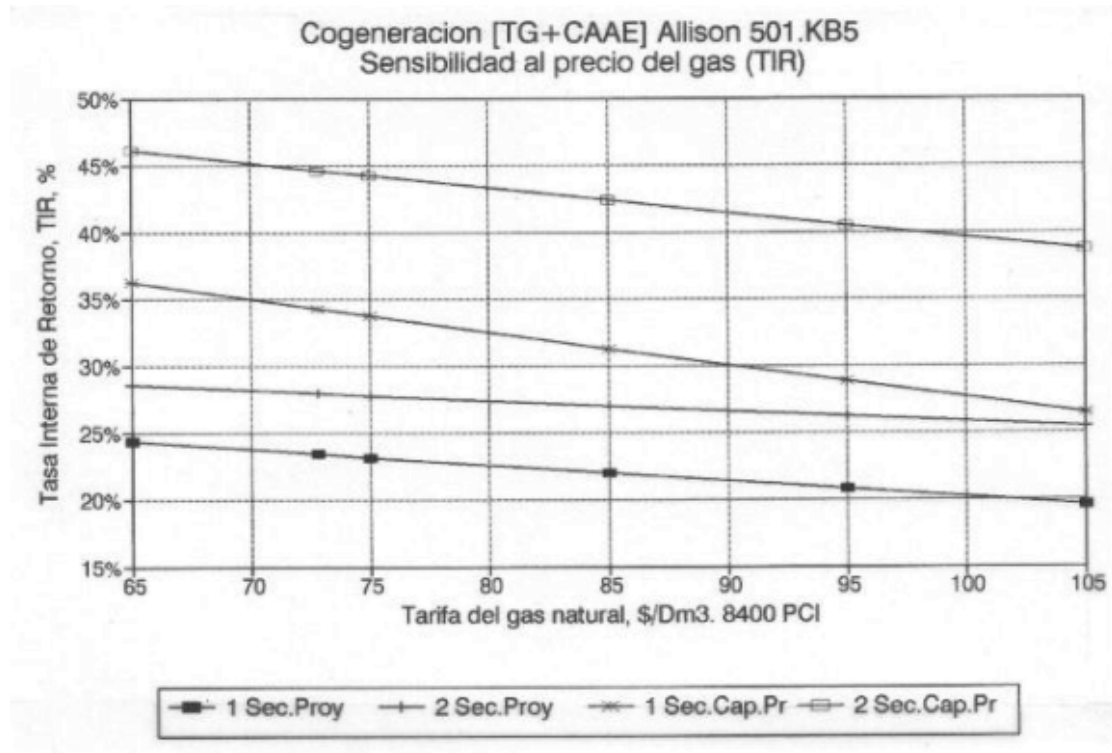


Figura VI.13: Sensibilidad al precio del gas (TIR)

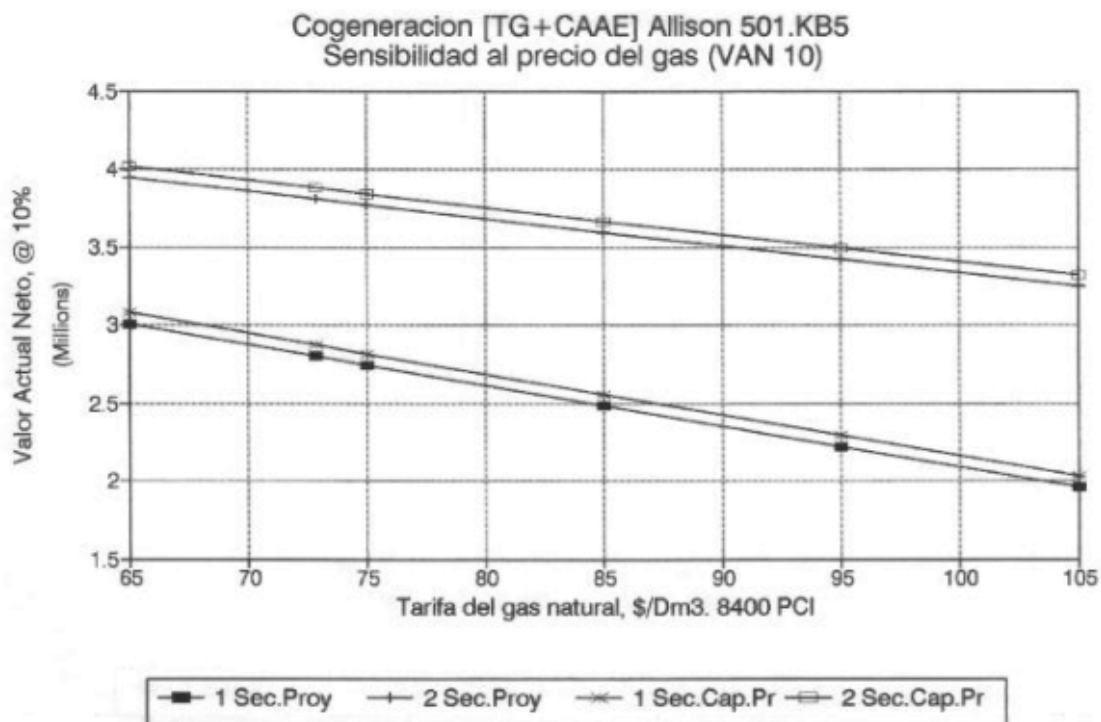


Figura VI.14: Sensibilidad al precio del gas. (VAN 10%)

d) Sensibilidad al precio del peaje de la electricidad.
Figuras VI.15 y VI.16

Evidentemente, siendo el peaje un gasto, su incremento produce una degradación de la rentabilidad, aunque para este turbogruppo de 3700 KW, para el caso de Planta ampliada con un consumo de 3000 KW, el excedente a transportar es reducido, por lo que su incidencia en la rentabilidad es poco perceptible.

Para el caso de la Planta actual con la producción actual, la reducción de la rentabilidad es notable.

Lo mismo sucede con las unidades de mayor tamaño, que generan mayores cantidades de excedentes.

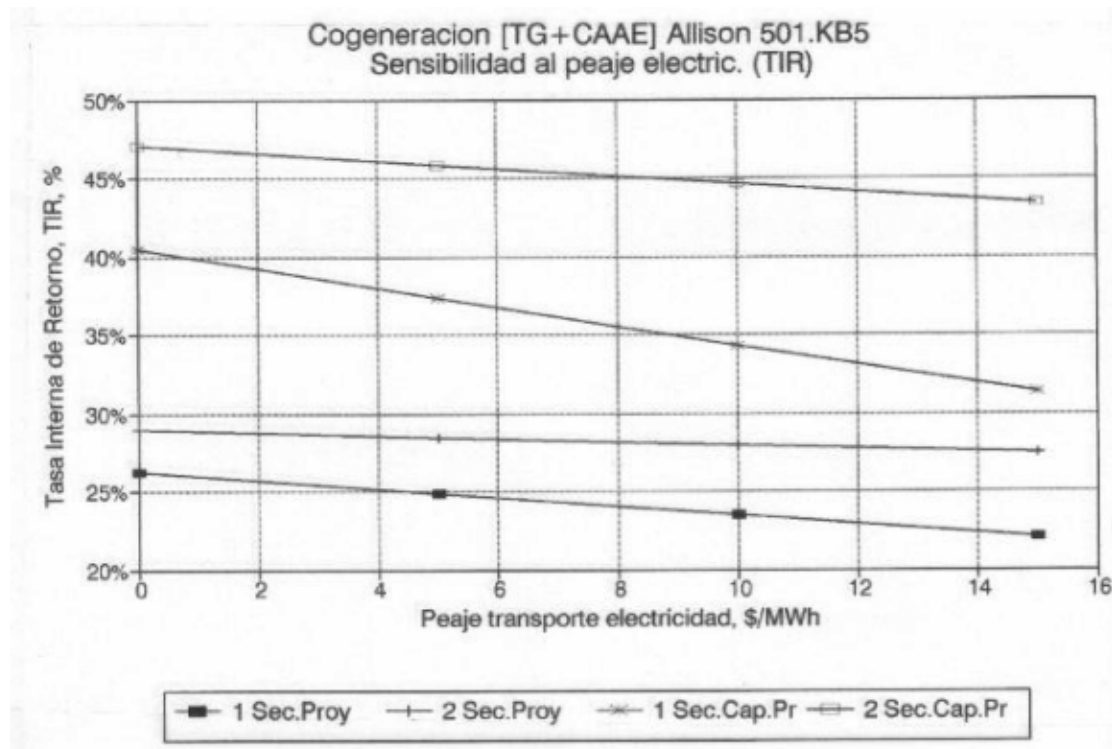


Figura VI.15: Sensibilidad al precio del peaje por el transporte de los excedentes de energía desde la planta de cogeneración a otra industria del Grupo Empresarial. Tasa interna de retorno.

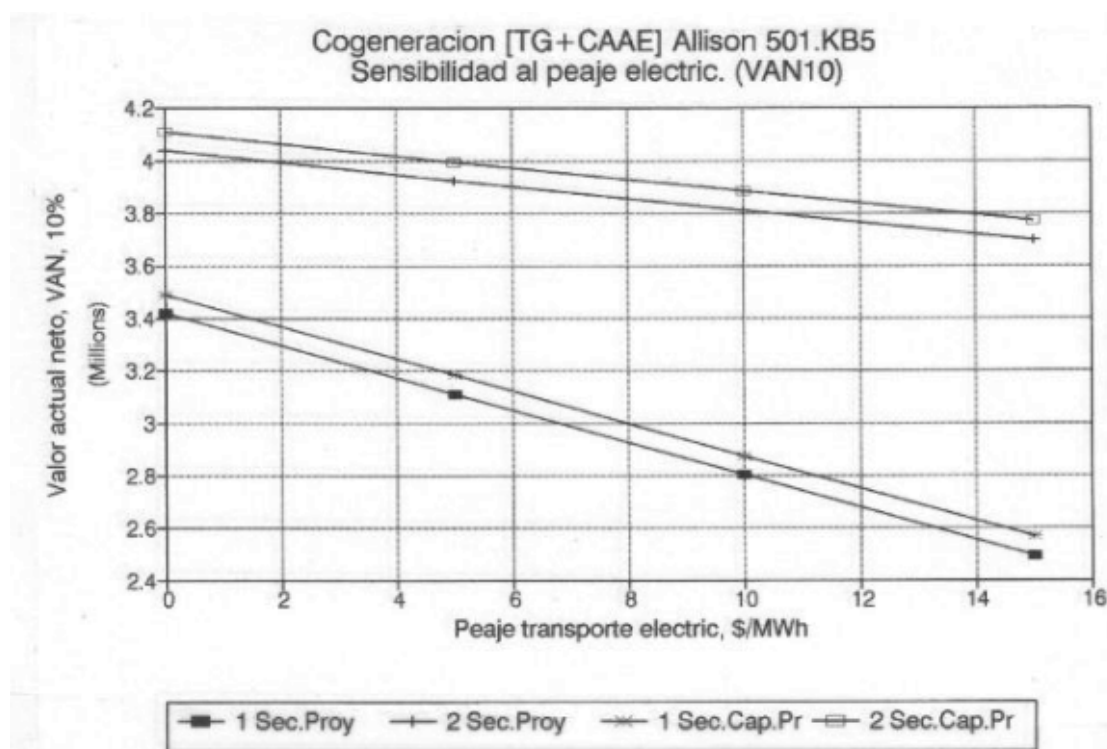


Figura VI.15: Sensibilidad al precio del peaje por el transporte de los excedentes de energía desde la planta de cogeneración a otra industria del Grupo Empresarial. Valor actual neto, @ 10%.

e) Sensibilidad a la tasa de interés. Figuras VI.16 y VI.17.

Para el caso de la evaluación del Proyecto (sin financiamiento con créditos), los indicadores no son afectados por la tasa de interés. En la evaluación para el capital propio invertido, existe una reducción de la rentabilidad al aumentar la tasa de interés. Su incidencia cuantitativa es leve.

f) Sensibilidad al porcentaje de capital propio. (Figuras VI.18 y VI.19).

Mejora notablemente la tasa interna de retorno para bajos porcentajes de aporte de capital propio; el valor actual neto resulta apenas afectado

Esto sucede porque el desembolso del inversor es reducido, manteniéndose constantes los resultados operativos.

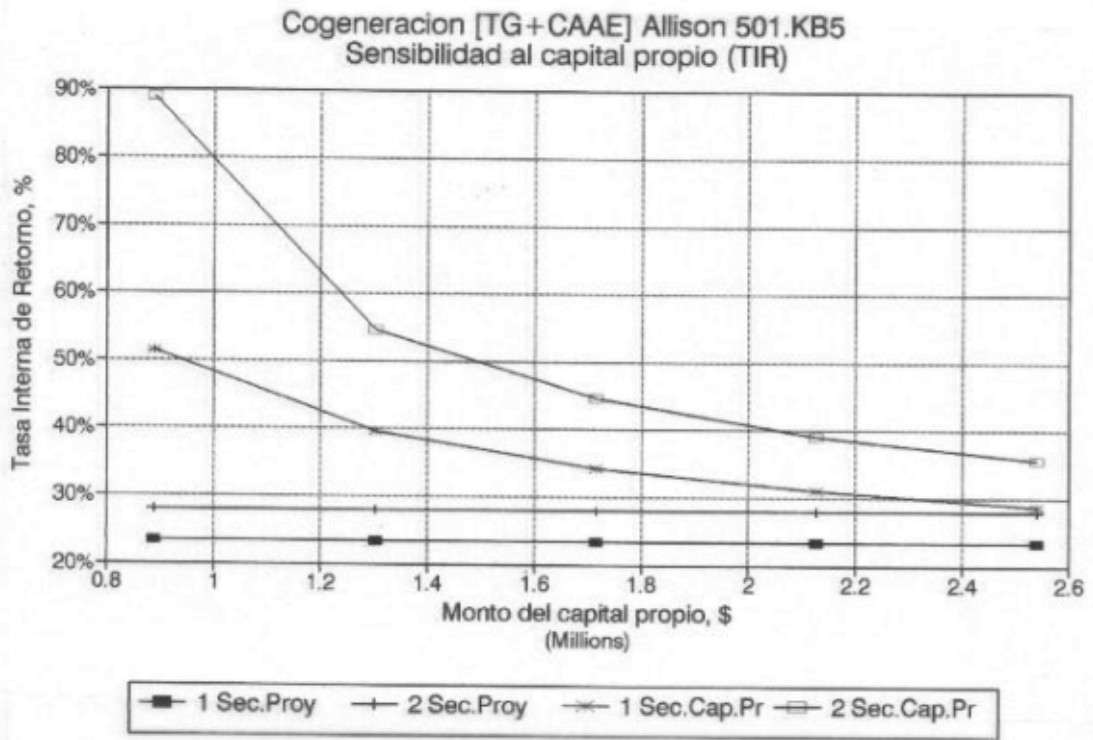


Figura VI.18 Sensibilidad al porcentaje de capital propio (TIR).

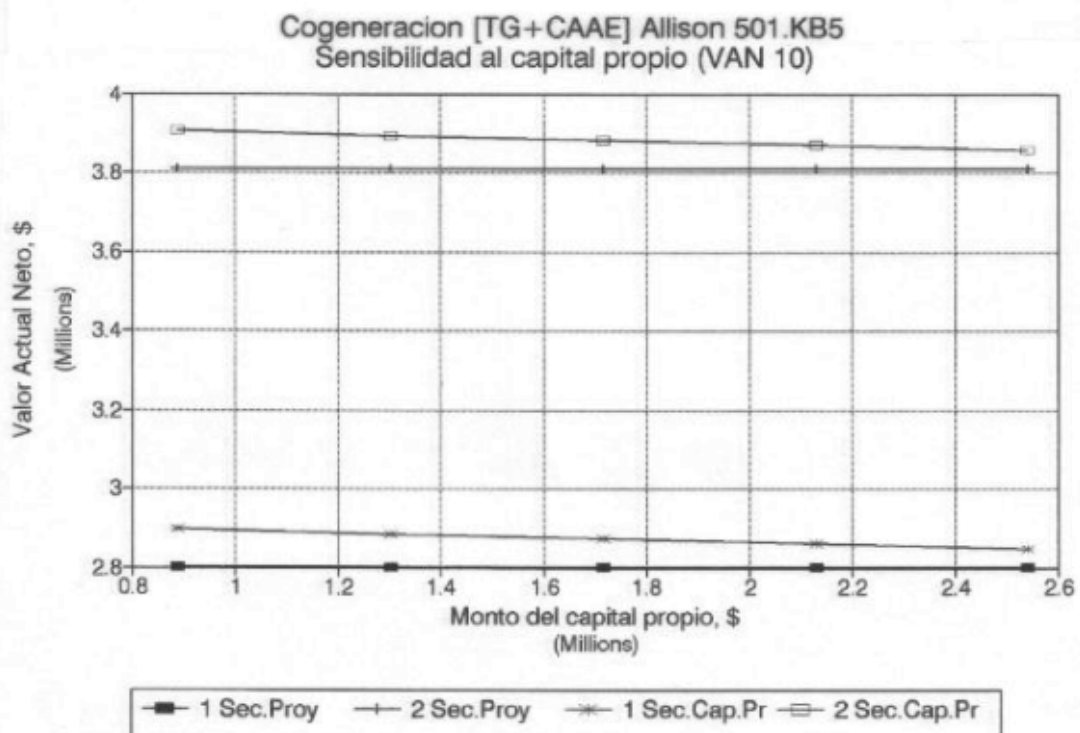


Figura VI.19: Sensibilidad al porcentaje de capital propio. (VAN, 10%)

CAPÍTULO VII

COMENTARIOS FINALES Y CONCLUSIONES

Es frecuente encontrar en la bibliografía la presentación del concepto de cogeneración como la aplicación útil del calor residual de una máquina térmica. [Shonder, y Mc Lain, 1995] hacen notar que en los Estados Unidos durante 1992, de 30900 PJ de energía primaria utilizada para la conversión termoeléctrica, las pérdidas fueron de 20300 PJ, o sea un 66%. Y que una recuperación intensiva de esta energía mediante la cogeneración provocaría un impacto significativo en el consumo global de energía del País, y emisión de contaminantes al medio ambiente. Se podría decir que es una visión de la cogeneración desde el punto de vista del primer principio de la Termodinámica.

En el Capítulo II del presente trabajo, se ha preferido dar la visión de la cogeneración desde el punto de vista del segundo principio, o sea la utilización de la exergía disponible en los procesos de utilización calórica mediante su transformación en trabajo mecánico, en lugar de su degradación inútil.

Como se indicó en el Capítulo II, cuando es posible superponer una máquina térmica entre el ingreso del combustible y la utilización calórica, la eficiencia marginal de la conversión de la energía térmica a trabajo mecánico es idealmente del 100%, y que el aumento de la eficiencia de tal máquina térmica permite obtener también mayores cantidades de trabajo con una eficiencia marginal ideal del 100%. La posibilidad de obtención de estas cantidades de trabajo es similar a la disponibilidad que existe en un salto hidráulico que, de no ser aprovechado, se pierde irreversiblemente. Es indudable pues que, desde el punto de vista del uso racional de los recursos energéticos y del desarrollo sustentable se debe alentar en lo posible la implementación de estos sistemas, lo que implica un cambio importante de los conceptos y modalidades tradicionales. Se trata de una valorización de la exergía.

La aplicación analizada, el equipo CAAE, consiste en un equipo altamente elaborado desde el punto de vista del primer principio, pero que consume cantidades masivas de gas natural cuya exergía es destruida en su casi totalidad en el mencionado equipo. Y este ejemplo se repite cada vez que se da una utilización exclusivamente calórica a un combustible en una estufa, una caldera u horno industrial.

Desde el punto de vista ambiental, la cogeneración, desplazando la generación térmica convencional, es una de las formas de reemplazar las prácticas convencionales por las que al menos son más sustentables que las actuales, y que en muchos casos puede ser de implementación inmediata.

La Comunidad Universitaria de Brasil muestra un considerable interés en el tema, lo que se aprecia a través de la cantidad de grupos universitarios que presentan trabajos en Congresos. En efecto, en el III Congreso Latinoamericano de Generación y Transporte de Energía, realizado en 1997 por la Universidad Estatal Paulista (UNESP) en Sao Paulo, se presentaron 2 conferencias plenarias y 22 trabajos de autores brasileros sobre Cogeneración, mientras que en el II Congreso Latinoamericano de Generación y Transporte de Energía, realizado por la Universidad Nacional de Mar del Plata en 1995, hubieron solo dos trabajos argentinos, de los cuales solo uno fue presentado por un docente universitario.

Comentarios y conclusiones que derivan del trabajo.

La calidad de la solución tecnológica que pueda ser encontrada, además de definir su conveniencia tanto a nivel de rentabilidad para el inversor como a nivel macroeconómico y social, frecuentemente define su factibilidad.

En el Capítulo IV del presente trabajo se comienza a describir la aplicación del concepto "tradicional" o "usual" de cogeneración que podría haber comenzado con un sistema puramente de vapor con turbina de contrapresión, lo que ha sido obviado debido a que estos sistemas han sido superados por el sistema compuesto por la turbina de gas con caldera de recuperación. Este sistema constituye una referencia de lo que podría esperarse de una solución "de manual", con una reducida creatividad, que puede y debe ser analizado en forma rigurosa. Pero también este sistema constituye una solución técnicamente pobre, de un elevado costo que, junto con un tamaño relativamente reducido, hacen que el proyecto se vea poco atractivo sin necesidad de completar el análisis.

En lugar de persistir en este rumbo, se ha preferido explorar en el Capítulo V otras soluciones conceptuales, lo que implicó estudiar en detalle el equipo CAEE y la planta de calentamiento indirecto del aire de secado, para llegar a la conclusión de la factibilidad de utilización de los gases de escape de la turbina de gas como componente del fluido

calefactor demandado por el equipo CAAE, encontrándose además una coincidencia notable entre ambos, lo que permite no solo reducir el monto de la inversión necesaria, sino también la utilización de un equipo de muy elevada eficiencia entálpica, en beneficio del sistema.

Se procuró mostrar la necesidad del perfeccionismo en la resolución de los problemas reales de la Ingeniería. El mantenimiento de la competitividad exige el esfuerzo continuo en la búsqueda de las mejores soluciones. Ya no es posible pensar meramente en las soluciones "de manual". Es necesario construir el conocimiento exhaustivo de cada problemática a ser resuelta, lo que, cuando adquiere una cierta complejidad, solo puede ser realizado mediante el procesamiento informático. Y recurrir a la creatividad en su mayor expresión posible. Esta es la misión que debemos cumplir los docentes en la Universidad Actual, en la formación de nuestros futuros Ingenieros.

Los resultados obtenidos muestran que este proyecto es interesante desde el punto de vista del retorno previsto de la inversión, en las condiciones en que se realizó el estudio, lo que seguramente no ocurriría si se hubiera recurrido a la solución "convencional", o de menor calidad tecnológica.

Independientemente de las cambiantes condiciones y cifras de rentabilidad, en el presente trabajo se ha procurado mostrar el tratamiento riguroso de una problemática específica, en el que la combinación de aplicación de conocimientos básicos científicos y creatividad en el proceso de construcción del conocimiento sobre la misma, van indicando el camino hacia la búsqueda de mejores soluciones. Soluciones indispensables para mejorar la rentabilidad de la actividad, o asegurar su subsistencia en un medio fuertemente competitivo.

Es la opinión del autor, que la formación de nuestros futuros Ingenieros debe encaminarse a incentivar la voluntad y habilidad de los mismos para transitar con idoneidad por estos caminos. Porque esto constituye en última instancia, la esencia de la ingeniería de la hora actual, y del futuro.

Nomenclaturas

A: Ahorro
 Appr: Approach point
 a, b, c: Coeficientes
 C: Energía del combustible, PCI
 COP: Coeficiente de performance
 $\Delta \dot{m}$: Caudal másico de purgas
 Δp : Pérdida de carga
 Δq : Pérdida de calor
 E: Exergía
 FCP: Fuel chargeable to power
 h: Entalpía específica
 H: Entalpía total
 IVA: Impuesto al valor agregado
 \dot{m} : Caudal másico
 MECN: Máxima exposición de caja nominal
 MECA: Máxima exposición de caja actualizada
 MT: Media tensión, 13.2 kV
 n: Número de períodos de un proyecto de inversión
 η : Rendimiento
 p: Presión.
 Pinch: Pinch point.
 PRN: Período de repago nominal.
 PRA: Período de repago actualizado
 Q: Calor, energía térmica
 \dot{Q} : Potencia térmica.
 q: Flujo térmico.
 r: Tasa de actualización
 Sk: Relación [Trabajo / Calor] del sistema
 Sku: Relac [Trabajo/calor] de la utilización
 t: Temperatura
 TIR: Tasa interna de retorno
 v: Velocidad.
 V: Flujo neto de fondos
 VAN: Valor actual neto
 W: Trabajo mecánico

Subíndices:

a: Aire

absorc: Absorción
 ag: Agua
 BFW: Agua de alimentación de caldera
 compres: Compresión
 d: Diseño
 dem: Demanda
 e: Entrada
 elec: Eléctrico
 FERC: Federal Energy Regulatory Commission
 FI: Facultad de Ingeniería
 g: Gases de combustión
 i: Período genérico de un proyecto de inversión.
 impuls: Impulsión
 l: Líquido
 mec: Mecánico
 nom: Nominal
 operat: operativo
 q: calor, flujo calórico
 rec: Recursos
 s: Salida
 sat: Saturado
 sum: Suministro
 ter: Térmico
 u: Útil.
 v: Vapor
 w: Trabajo mecánico
 W: Potencia mecánica.

Supraíndices:

amb: Ambiente
 Burn: Quemador
 CAAE: Calentador de aire de elevada eficiencia
 CC: Caldera convencional
 COG: Cogeneración
 COMB: Combustible
 CONV: Sistema convencional
 Chimen: Chimenea
 ECO: Economizador
 FtH: Proceso Fuel to Heat
 FtP: Proceso Fuel to Power
 GV: Generador de vapor
 HRSG: Caldera de recuperación
 Recirc: Recirculación
 SH: Sobrecalentado, sobrecalentador
 TG: Turbina de gas
 TV: Turbina de vapor
 V: Ventilador

Bibliografía:

American Society of Mechanical Engineers (ASME): *Correlations for superheated steam properties*, Transactions of The American Society of Mechanical Engineers. 1967.

Ansaldo Energia: *Ansaldo Gas Turbines* Boletín BCT 03 6/94, 1994.

Babcock and Wilcox: *Steam, its Generation and Use*, 1955,1972. Library of Congress Catalog Card Number: 55 2812

Basu, R.N. and Cogger, L.L.: *An integrated approach to cogeneration planning using renewable energies*, en: Payne, F.W.: *The Cogeneration Sourcebook*, The Fairmont Press, 1985. Chapter 17, pp 241-258.

Bejan, A., Tsatsaronis, J, and Moran, M.: *Thermal Design and Optimization*. John Wiley and Sons, 1996.

Blok, K (1): *On the reduction of carbon dioxide emission*. Ph.D Thesis, Utrecht University, The Netherlands, 1991.

Blok, K.(2). *Executive summary*, en *Overview of Energy RD&D options for a Sustainable Future*. ISBN 92 827 6359 5, 1995.

Blok, K. (3): *High temperature CHP*, en Smit, R. de Beer, J. Worrell, E. Blok, K.: *Long term industrial energy efficiency improvement*. Utrecht University. The Netherlands, 1995.

Cammesa. *Base de datos de las unidades de generación del parque termoeléctrico del Sistema Nacional de Interconexión*. Año 1993.

Campagne, W. v. L: *What's steam worth*. Hydrocarbon Processing, Nov. 1981.

Chase, D.L. et al: *GE Combined Cycle Product Line and Performance*, Publicación GER 1574F. G.E. Power Systems, Schenectady, USA. 1996.

de Beer, J.; van Wees, M.T.; Worrel, E.;Blok, K.: *The potential of Energy Efficiency Improvement in the Netherlands from 1990 to 2000 and 2015*. Dept. of Science, Technology & Society. Utrecht University, 1994.

Energy Information Administration, US Department of Energy, *Cogeneration: Regulation, Economics and Capacity*, Volume 1: Regulation. April, 1983.

Energy Information Administration, US Department of Energy, *Cogeneration: Regulation, Economics and Capacity*, Volume 2: Economics and Capacity. September, 1983.

FERC, *Federal Register*, Title 18- Conservation of Power, Water Resources, Part 292- "Regulations under Sections 201 and 210 of the Public Utility Regulatory Policies Act of 1978 with regard to small power production and cogeneration", 1980.

Fushimi, A. (1) *Estudio simplificado de las posibilidades de repotenciación por topping de la Central Termoeléctrica a vapor de San Nicolas, Pcia de Buenos Aires, propiedad de A. y EE*, Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1994.

Fushimi, A. (2) *Apuntes de Máquinas Térmicas*, 1984

Fushimi, A. (3) *Apuntes de las clases de Termomecánica IV*, Departamento Mecánica, Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata. Año 1990/98.

Fushimi, A. (4) *Marco Regulatorio de la Cogeneración*. Informes Nr 1 y 2. Convenio Ente Provincial Regulador Energético (EPRE) - Facultad de Ingeniería de la UNLP. Año 1993.

Fushimi, A. (5) *Proyecto Cogeneración para Pirelli, Industria de neumáticos para automotores*, 185 Páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1993.

Fushimi, A. (6) *Proyecto Cogeneración para Nestle, Magdalena, Industria alimenticia*, Tomo I, 145 Páginas, Tomo II Anexos, 145 Páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1993.

Fushimi, A. (7) *Proyecto Cogeneración para Massalin Pirelli, complejo industrial en Merlo*, 90 Páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1993.

Fushimi, A. (8) *Proyecto Cogeneración para Parmalat Argentina, Industria láctea*, Tomo I, 68 Páginas, Tomo II Anexos, 150 Páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1994.

Fushimi, A. (9) *Proyecto Cogeneración para IMASA, Chacabuco, PBA. Subproductos del maíz*, Tomo I, 97 Páginas, Tomo II: 168 Páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1995

Fushimi, A. (10) *Proyecto Cogeneración para Maltería Quilmes, Malta cervecera, 3 Arroyos, PBA*. Tomo I, 203

Páginas, Tomo II: 117 Páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1995.

Fushimi, A. (11) *Proyecto Cogeneración para la Cooperativa Eléctrica de Chacabuco. Cogeneración sobre la base de la demanda de vapor de IMASA.* 117 Páginas Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1996.

Fushimi, A. (12) *Proyecto de Extensión Universitaria: Cogeneración de Energía, Celulosa Argentina, Planta Zárate,* 91 páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1997

Fushimi, A. (13) *Proyecto de Extensión Universitaria: Cogeneración de Energía, Petroquímica La Plata (ex General Mosconi), Planta Ensenada,* 110 páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1997

Fushimi, A. (14) *Asistencia técnica para el análisis del sistema energético de la Planta Industrial de YPF Petroquímica La Plata, de Ensenada, Pcia de Buenos Aires.* 71 páginas. Biblioteca del Departamento Mecánica, UNLP, 1998

Ganapathy, V. *Waste Heat Boiler Deskbook,* The Fairmont Press, ISBN 0 88173 122 6. 1991.

Gonzalez Pozo: *Formulas estimates properties of dry saturated steam.* Chemical Engineering, 1986.

Gupta, V.: *Cogeneration. An energy conservation and cost saving update,* en Payne, F.: *The Cogeneration Sourcebook,* Chapter 1, pp 1-19, The Fairmont Press, 1985.

Hydrocarbon Processing. Revista mensual publicada por The Gulf Publishing Company. Houston, Texas. USA. ISSN 0018-8190. Años 1990 - 1998.

Hann, Volker: *Combined generation of Electricity and Heat for Industrial Complexes.* Kraftanlage Heidelberg. 1986

Hofer, R.: *Technologiegestützte Analyse der Potentiale Industrieller Kraft-Wärme-Kopplung.* Ph.D.Thesis. Technical University Munich, 1993.

Horner, M.W. "GE Aeroderivative gas turbines Design and operating features". GE Aircraft Engines, Evendale, OH. Paper GER 3695D, 1996

Keenan, Keyes, Hill and Moore: *Steam Tables, Thermodynamic Properties of Water Vapor, Liquid, and Solid Phases,* Wiley Interscience. ISBN 471 46501 1. 1969.

Keenan, J, Chao, J, and Kaye, J.: *Gas Tables. Thermodynamic Properties of Air, Products of Combustion and Component Gases.* 2nd Edition, Wiley Interscience. 1980

Kern, D.: *Procesos de Transferencia de Calor.* CECSA, Mexico, 1974.

Komarov, A.M. y Luknickij, V.V.: *Spravocnic dlja teploteknikov elektrostancij.* Gosenergoizdat. 1949

Krause, F.J. and Ney, E.J.: *A solar cogenerations System,* en Payne, F.W.: *The Cogeneration Sourcebook,* Chapter 15, pp 203-220, 1985

Ley 24065. *Energía Eléctrica.* Sancionada el 19 de Diciembre de 1991. Promulgada el 3 de Enero de 1992. Publicada en el Boletín Oficial Número 27306 del 15 de Enero de 1992, Primera Sección.

MacKay, Robin: *Gas Turbine Cogeneration, Design, Evaluation and Installation.* The Association of Energy Engineers, Los Angeles, California. Publicación The Garret Corporation SPA7639, 1983

Marecki, J.: *Assesment of costs in combined heat and power plants.* Chapter 6, *Combined Heat and Power Generating Systems.* Peter Peregrinus Ltd. London, UK. 1988

Maslak, C.E y Tomlinson, L.O.: *G.E. Combined Cycle Experience.* Publicación GER 3651E. G.E. Power Systems, Schenectady, USA. 1996.

Marecki, J.: "Combined Heat and Power Generating Systems", P. Peregrinus ltd. London UK. ISBN 0 86341 113 4, 1988

Modern Power Systems. Revista mensual publicada por Wilmington Publishing Ltd. Dartford, UK. Años 1990 - 1998.

Ninci, M.: *Termotecnia.* Imprenta de la Universidad Nacional de Córdoba, 1959.

OECD, Frascati Manual: *Proposed Standard Practice for Surveys of Research and Experimental Development.* OECD, Paris, 1993.

OLADE, Energy Economic Information System: *Latin America & Caribbean Reserves and reserves/production ratio,* 1992.

Organowski, G.: *GE LM6000 Development of the first 40% Thermal Efficiency Gas Turbine.* Publicación General Electric GE 817, 1991.

Public Service Commission of Wisconsin. *Technical Support Document D15: Large Cogeneration*, January 17, 1994

PURPA. (Public Utility Regulatory Policies Act), 1978. Parte del National Energy Act. Sections 201 and 210. *Cogeneration and small power production*.

Quaderni Pignone. International Edition. Revista mensual editada por NP.Publishing Dept. Florence, Italy. Años 1990 - 1998.

Reinker, J.K.; P.B.Mason, P.B.: *Steam Turbines for Large Power Applications*. G.E. Power Systems, Schenectady, N.J. Publicación GER 3646 D, 1996.

Retzlaff, K.M.; Ruedger, W.A.: *Steam Turbines for Ultra-super-critical Power Plants*. G.E. Power Systems, Schenectady, N.J. Publicación GER 3945, 1996.

Revue Generale de Thermique. Revista mensual de Editions Europeennes Thermique & Industrie. Años 1990 - 1998.

Rizhkin, V.Y.: *Centrales Termoeléctricas*, Primera Parte. Editorial Mir, Moscú, 1979.

Roy, G. K. "Selecting heavy duty or aero-derivative gas turbines". *Hydrocarbon Processing*. Vol 75 No 4 April 1996.

Sakhuja, R.: *Modular Cogeneration for Commercial/Light Industrial Firms*, en *The Cogenerations Sourcebook*. The Fairmont Press. ISBN 0-88173-002-5, 1985

Sama, D.A.: *Looking at the true value of steam*. *Oil & Gas Journal*, April 14, 1980.

Secretaría de Energía (1): *Informe del Sector Eléctrico*, Secretaría de Energía, Transporte y Comunicaciones, 1995.

Secretaría de Energía, (2) Subsecretaría de Planificación Energética: *Plan Energético Nacional 1986 - 2000*, 1986.

Secretaría de Energía, (3). Resolución 61/92 SSE, publicado en el Boletín Oficial Nr 27387 del 13 de Mayo de 1992.

Schäff, K., *Die Bewertung der Energien in Dampfkraftwerken*. Brennstoff Wärme Kraft. 1955

Shah, R.: *Heat Exchanger Basic Design Methods*, en *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Kakak S., Shah, R., Bergles, A.E. Hemisphere/Mc Graw-Hill. Washington, D.C., 1983.

Shonder, John A. and Mc.Lain, H. A.: *Energy savings potential for cogeneration in the United States*. Oak Ridge National Laboratory, USA., 1995.

Subsecretaría de Energía, *Informe de prospectiva*, Cap. 10. Parte 10.6. 1998

Taylor, R.W. and Fellner, J.P.: Site selection, design and data analysis of an onsite fuel cell cogenerations System, en Payne, F.W.: *The Cogeneration Sourcebook* The Fairmont Press, 1985. Chapter 16, pp 221-241.

TEMA: *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association* 6th Edition, 1978.

Tönsing, E.: *Combined generation of Heat and Power*, en *Overview of RD&D options for a sustainable future*, ISBN 92 827 6359 5. 1995.

Turbine Systems Engineering Inc. en [HTTP//www.gas-turbines.com/trader/kwprice.htm](http://www.gas-turbines.com/trader/kwprice.htm). Tabla de precios de turbogrupos disponibles en plaza, en millones de U\$S, y precios específicos en U\$S/kW. 1997.

VDI Wärmeatlas: *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf. 1963.

Para agua: Tabla Db1: *Stoffwerte für Wasser*, 1953.

Para aire: Tabla Db3: *Stoffwerte für Luft*, 1953.

Wilson, David G.: *The design of high efficiency turbo-machinery and gas turbines*, The MIT Press, Cambridge, Mass. ISBN 0 262 2311 X. 1984.

World Cogeneration: Revista bimensual informativa publicada por The Flanagan Group Inc. NY. USA. ISSN 10535802. Años 1990 - 1998.