

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 Sk (*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 Sk_u , 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 Sk [Hann, 1986]

Tipo de planta de cogeneración	Val. típicos Sk
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 $Sk_u = Sk$ 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.

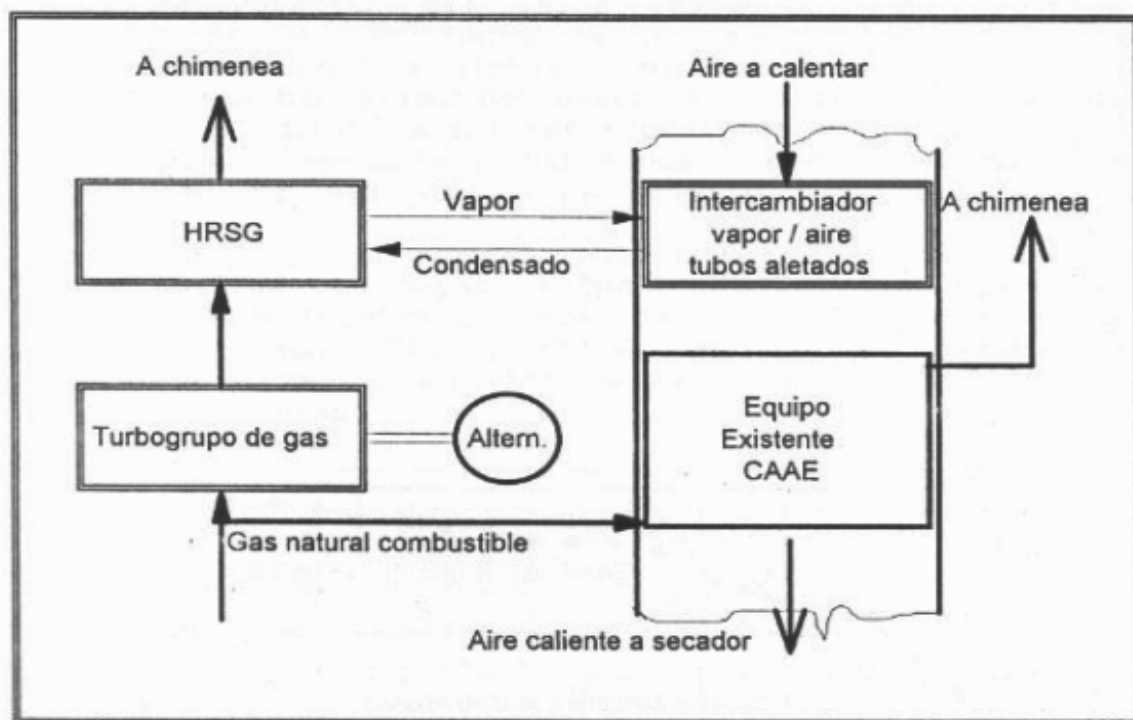


Figura IV.1: Diagrama del esquema propuesto

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:

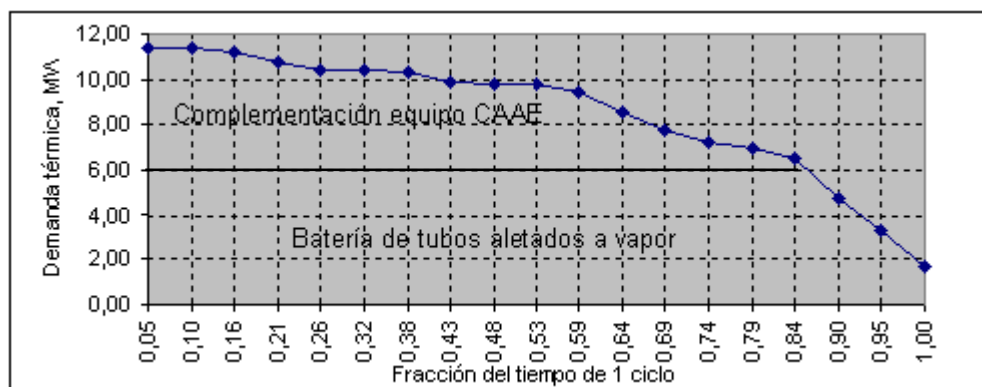


Figura IV.1: Duración de la carga térmica del equipo CAAE
 Se observa que, fijando como capacidad de suministro de calor del sistema de cogeneración, en el orden de los 6 MW, éste operará a su carga nominal complementado con combustión en el equipo CAAE durante aproximadamente el 85% del tiempo del ciclo 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 turbogruppo GHH THM1205 de 5600 KW de potencia eléctrica, es posible producir 18508 kg/hora de vapor, aproximadamente un 50% mas que con el turbogruppo 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 turbogruppos:

Turbogruppo:	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 turbogruppo 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.

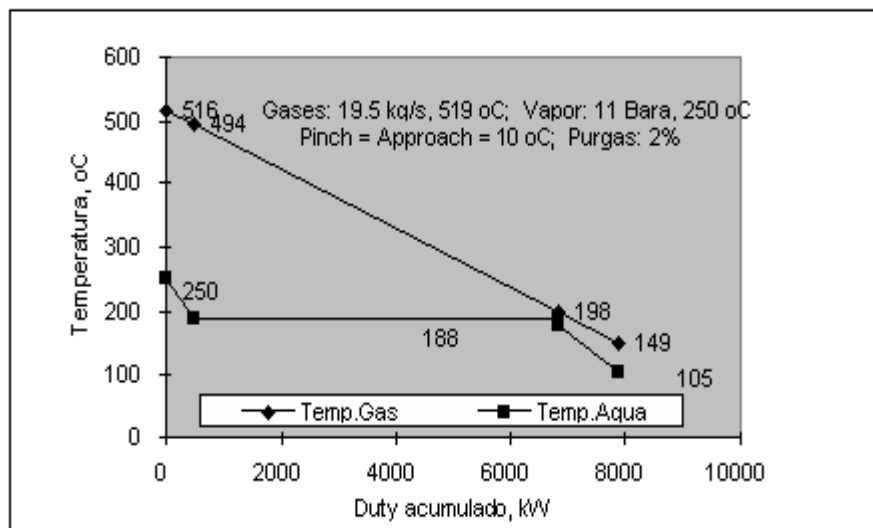


Figura IV.2: Perfil de temperaturas del HRSG para turbogruppo EGT Typhoon

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 ϵ -*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.

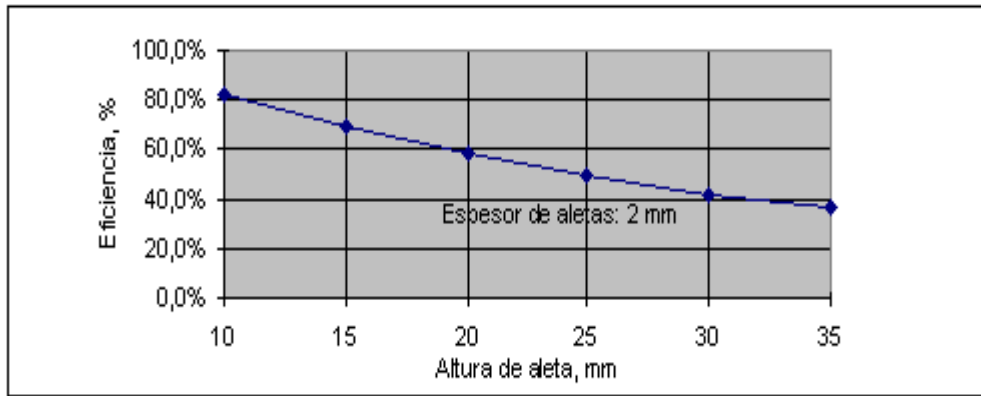


Figura IV.4: Incidencia de la altura en la eficiencia del aletado

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).

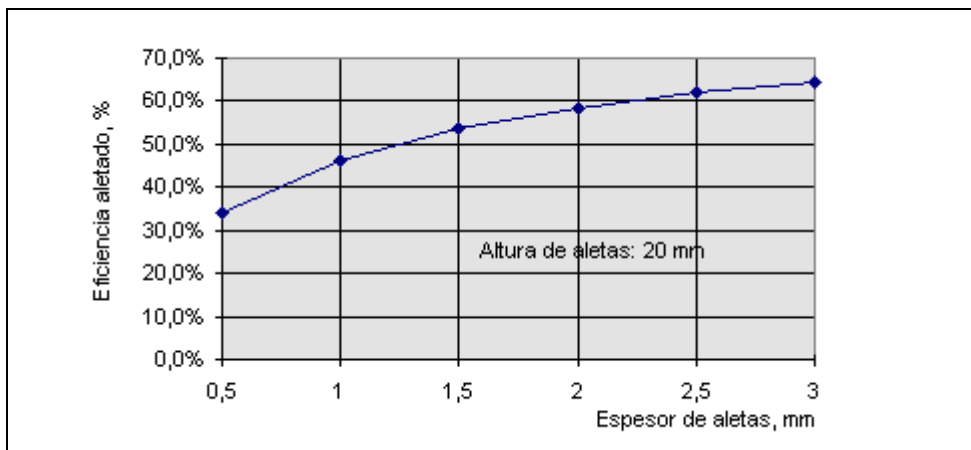


Figura IV.4: Incidencia del espesor de aletas en la eficiencia del aletado

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.

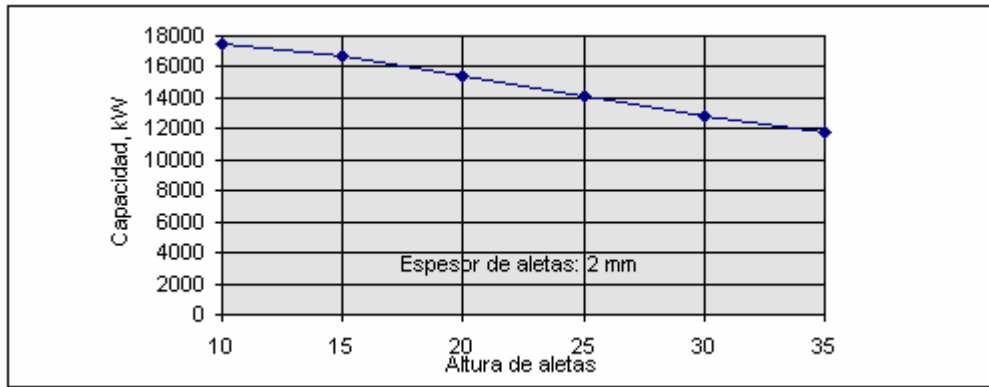


Figura IV.5: Incidencia de la altura de aletas en la capacidad de transferencia térmica de la batería

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.

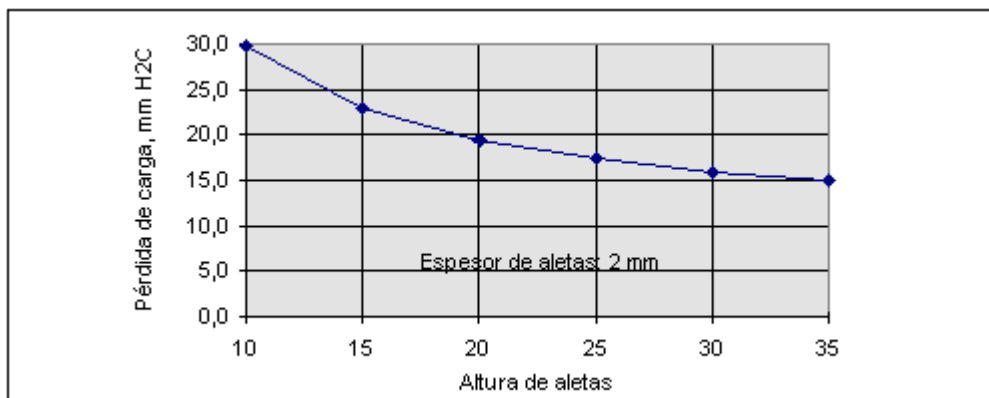


Figura IV.6: Incidencia de la altura de las aletas en la pérdida de carga lado aire de la batería

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 más próximos, aumentando la superficie de obstrucción al flujo. Por debajo de 20 mm de altura, el aumento de la pérdida de carga es más 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:

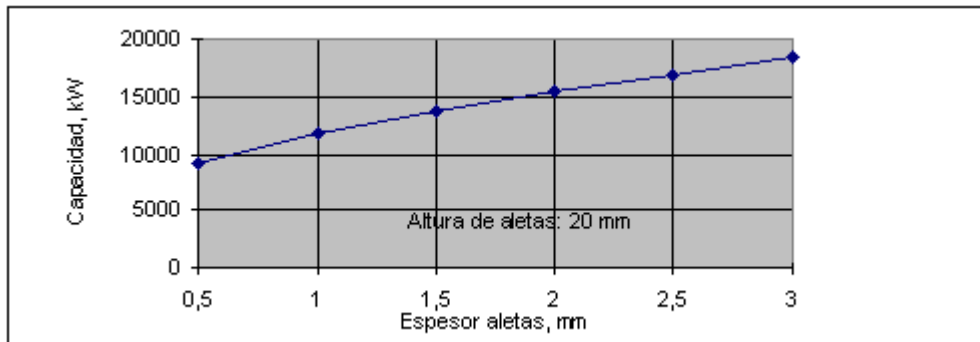


Figura IV.8: Capacidad de transferencia de calor de la batería en función del espesor de aletas, para una altura de aletas de 20 mm

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).

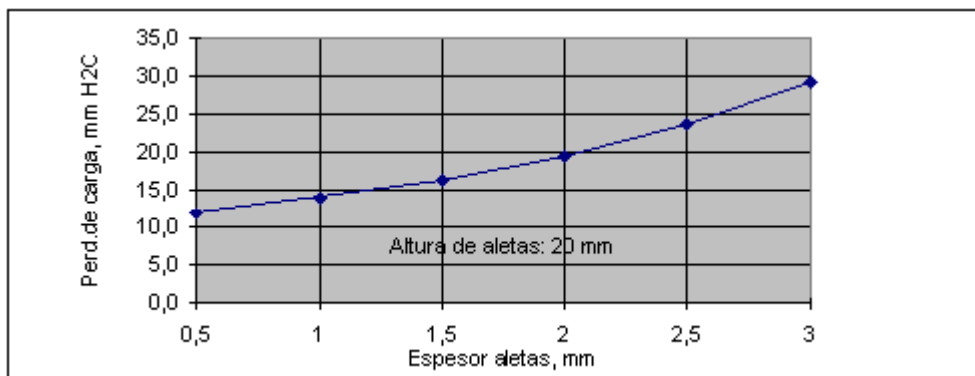


Figura IV.9: Pérdida de carga lado aire de la batería

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

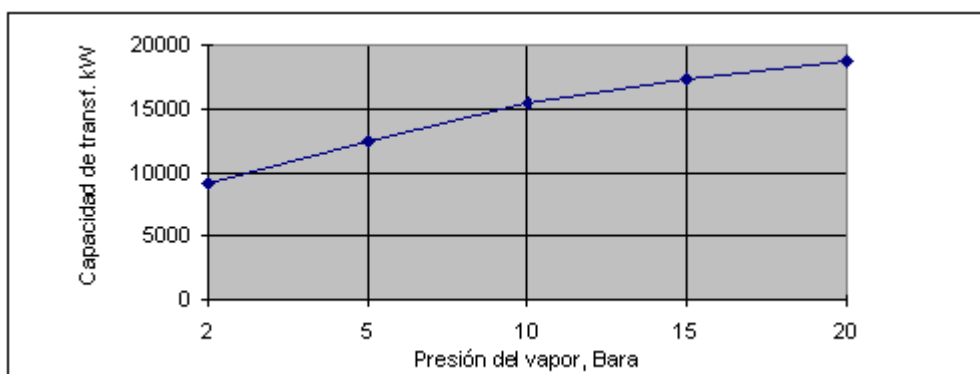


Figura IV.10: Incidencia de la presión del vapor en la transferencia térmica

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:

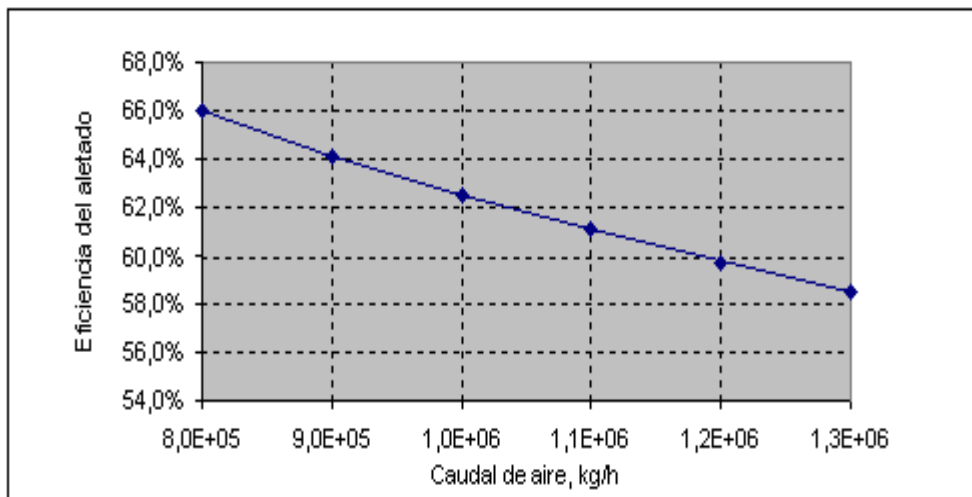


Figura IV.11: incidencia del caudal de aire en la eficiencia del aletado

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.

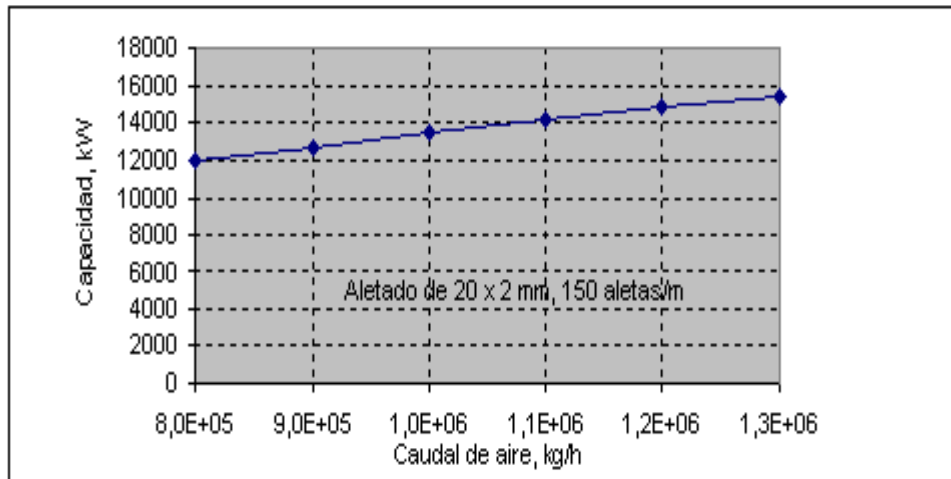


Figura IV.12: Incidencia del caudal de aire en la capacidad de transferencia

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.

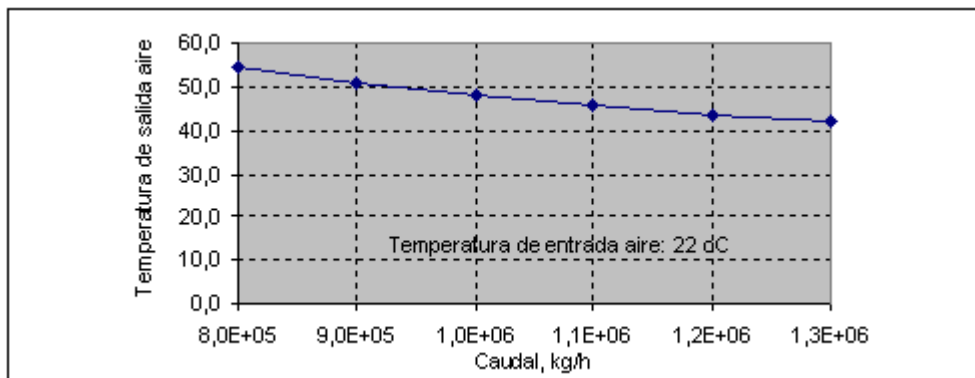


Figura IV.13: Incidencia del caudal de aire en la temp. de salida del aire

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.

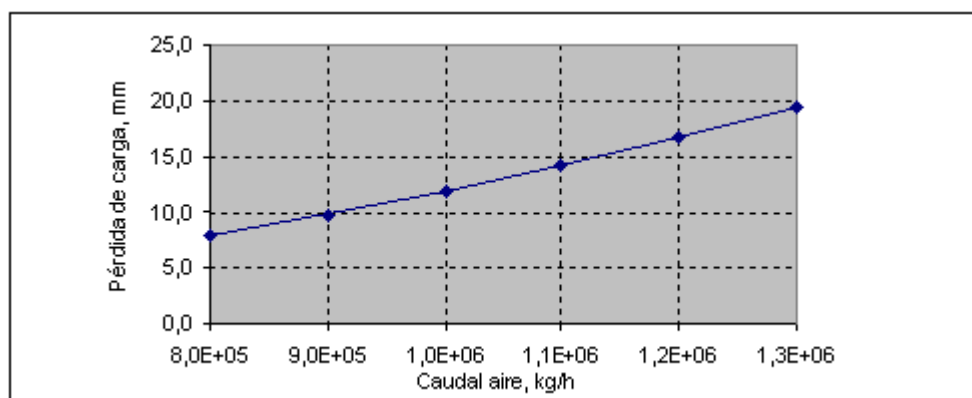


Figura IV.14: Incidencia del caudal de aire en la pérdida de carga (aire).

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) Turbogruppo EGT Tornado

Caudal de gases: 27.9 kg/s

Temperatura de gases: 477°C.

Tabla IV.14: Performances del HRSG para el turbogruppo 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) Turbogruppo EGT Typhoon

Caudal de gases: 19.5 kg/s

Temperatura de gases: 516°C.

Tabla IV.15: Performances del HRSG para el turbogruppo 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 turbogrupo Tornado, para después mostrar solamente los resultados para el resto de los turbogrupos seleccionados.

Hora: 1

Turbogrupo: EGT Tornado

Condiciones operativa base, para presiones en columna 1

Tabla IV.16: Performances del sistema para el turbogrupo 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	HRSB	736,5	Batería
4	0,0	S/limit	3114,5	HRSB	1178,7	HRSB
6	0,0	S/limit	3350,0	HRSB	1515,6	HRSB
8	0,0	S/limit	3542,5	HRSB	1791,1	HRSB
10	0,0	S/limit	3706,6	HRSB	2025,8	HRSB
12	0,0	S/limit	3850,4	HRSB	2231,5	HRSB
14	0,0	S/limit	3978,8	HRSB	2415,4	HRSB

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.

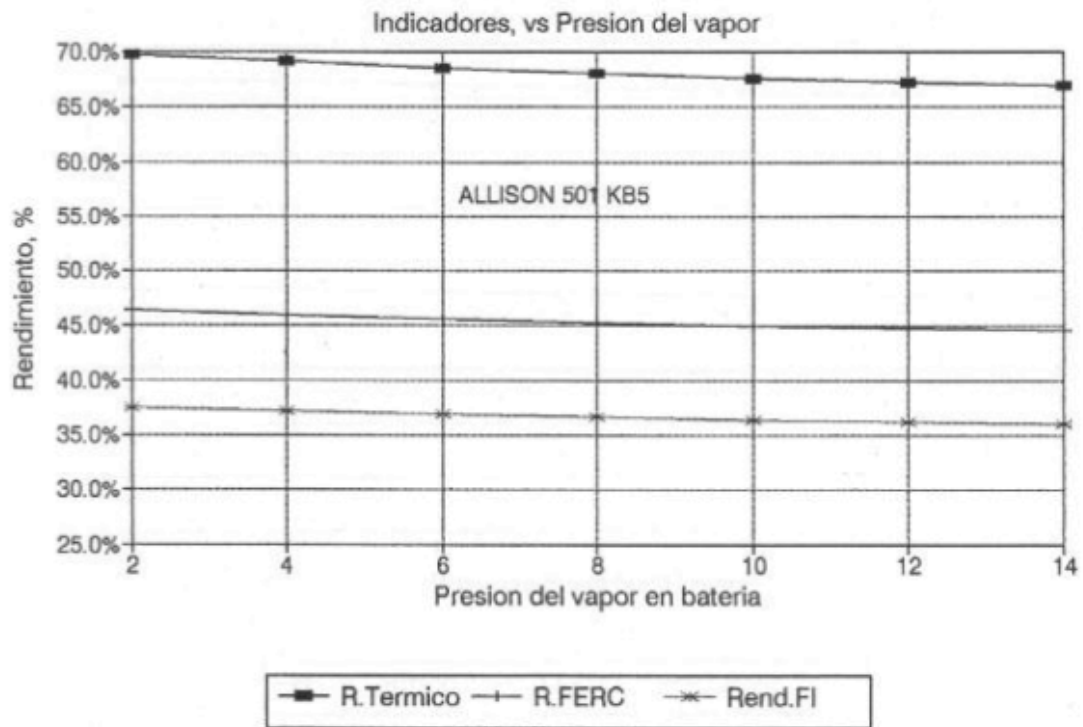


Figura IV.15: Indicadores para el sistema con turbogruppo Allison 501 KB5, en función de la presión del vapor.

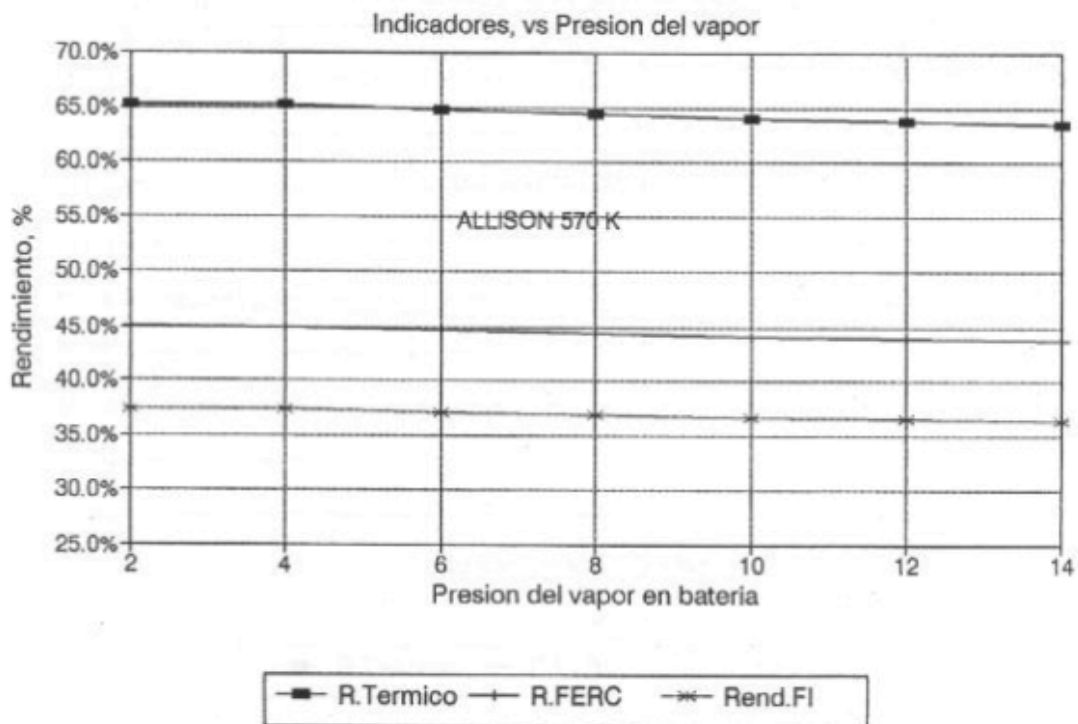


Figura IV.16: Indicadores para el sistema con turbogruppo Allison 570 K, en función de la presión del vapor.

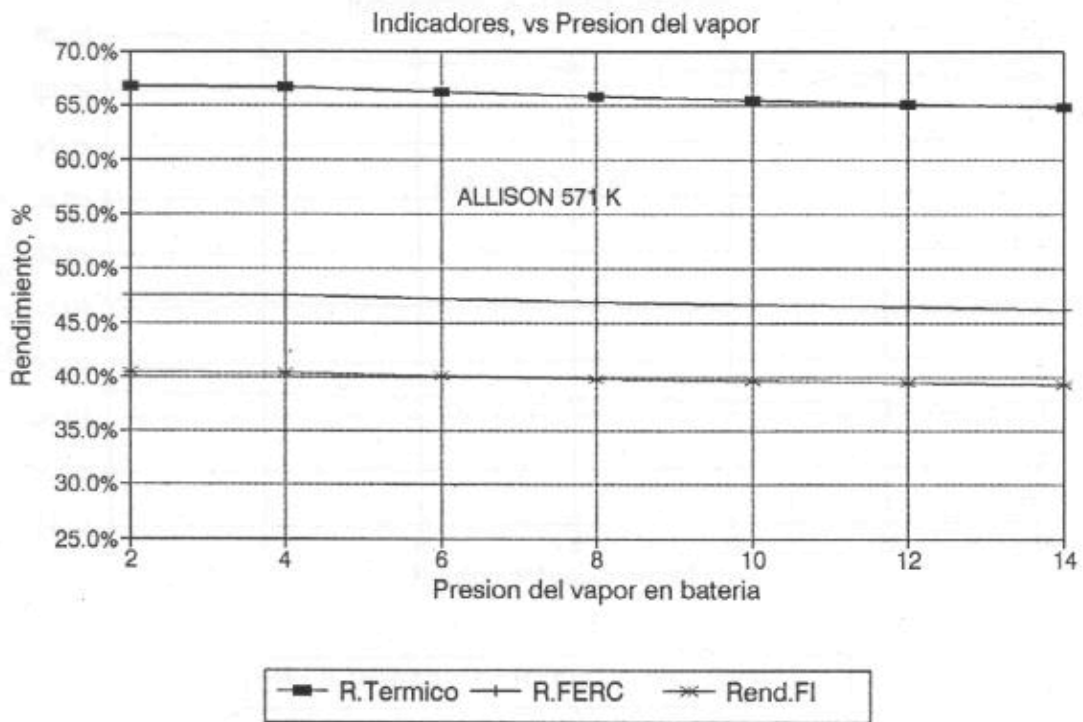


Figura IV.17: Indicadores para el sistema con turbogruppo Allison 571 K, en función de la presión del vapor.

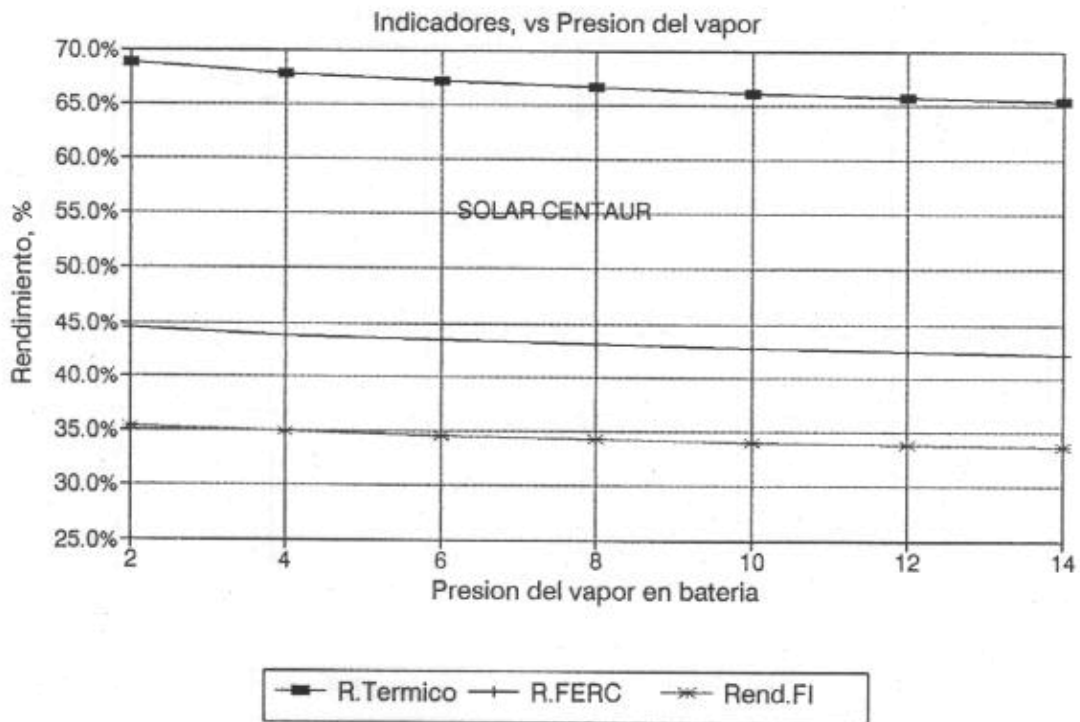


Figura IV.18: Indicadores para el sistema con turbogrupo Solar Centaur, en función de la presión del vapor.

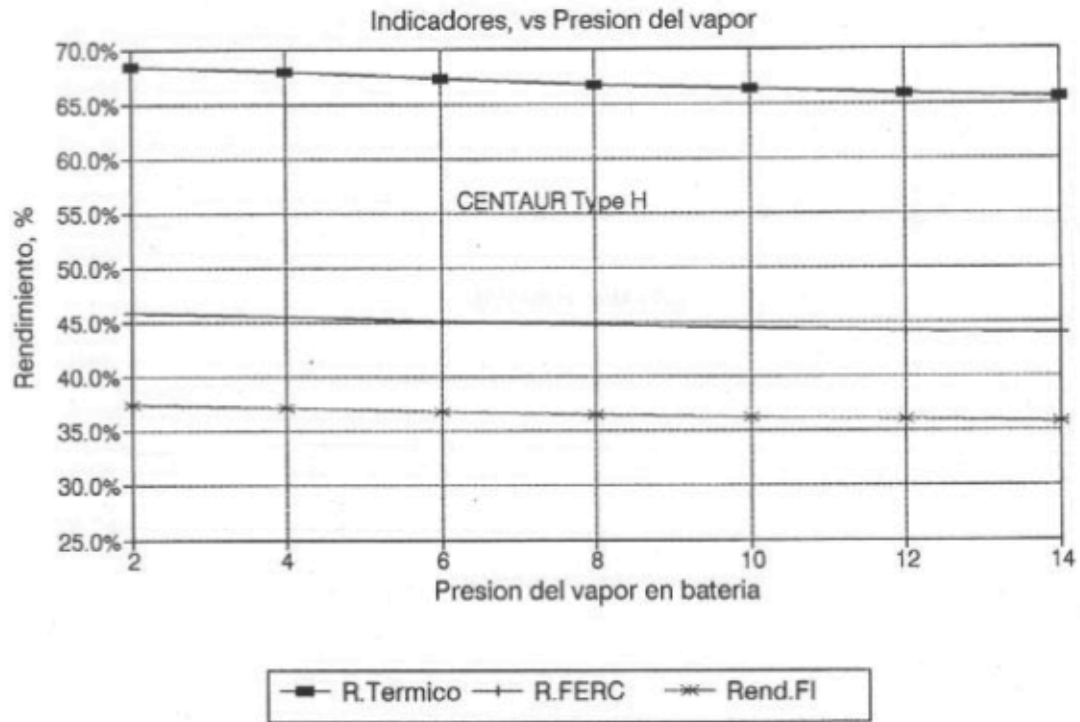


Figura IV.19: Indicadores para el sistema con turbogrupo Centaur Type H, en función de la presión del vapor.

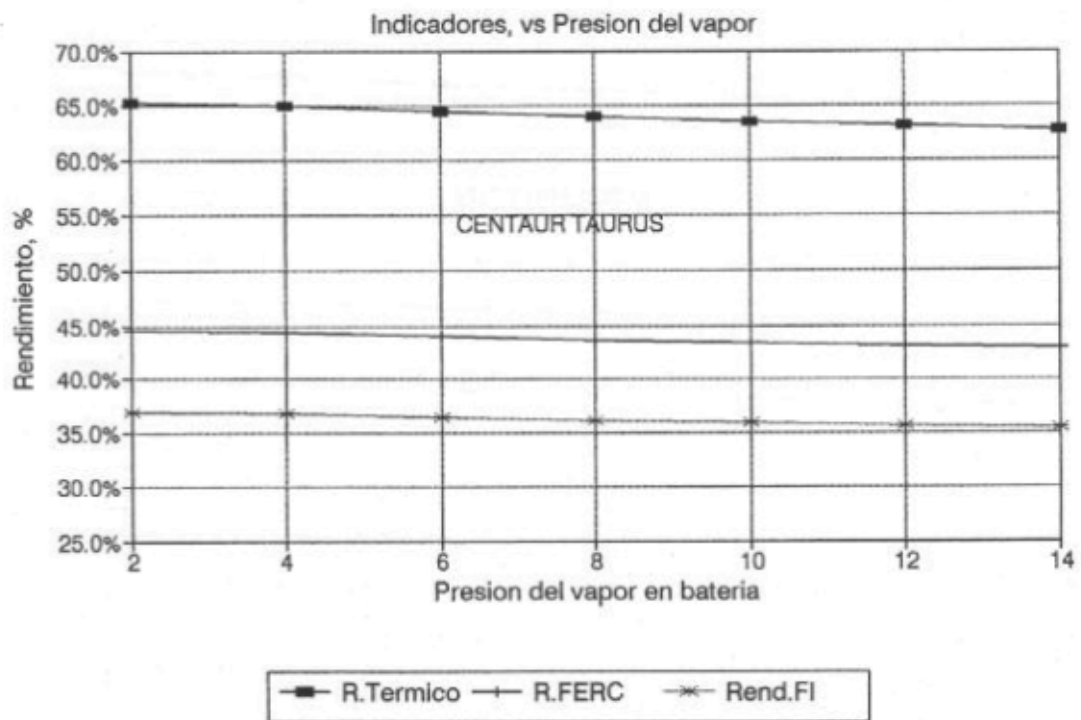


Figura IV.20: Indicadores para el sistema con turbogrupo Centaur Taurus, en función de la presión del vapor.

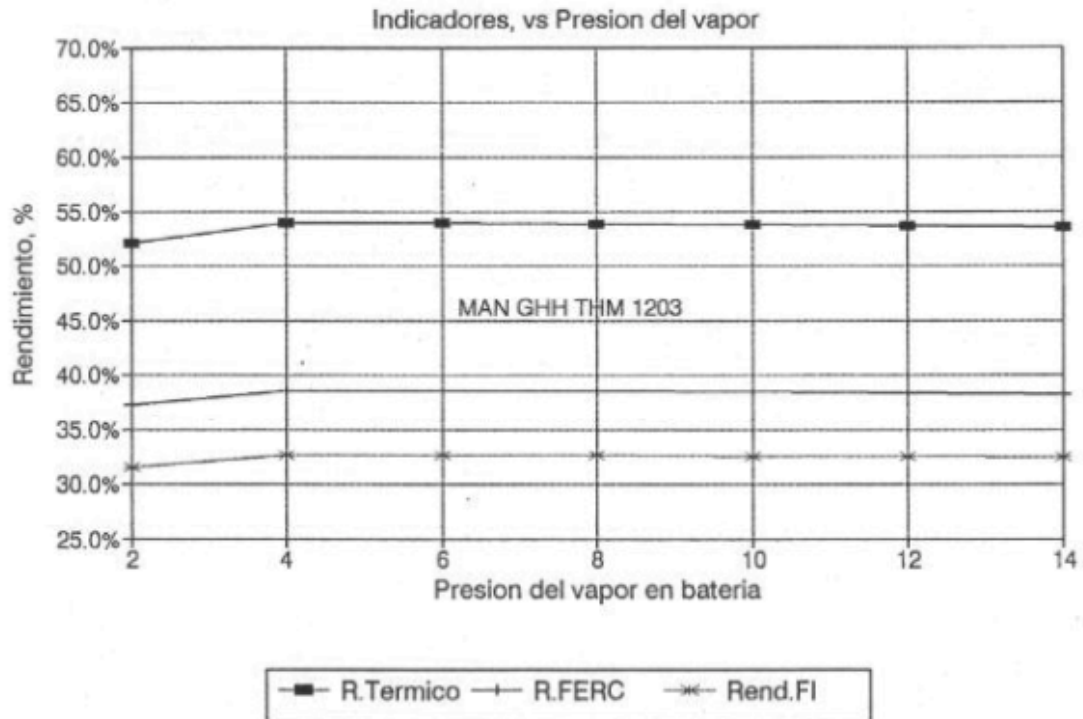


Figura IV.21: Indicadores para el sistema con turbogrupo MAN GHH THM 1203, en función de la presión del vapor.

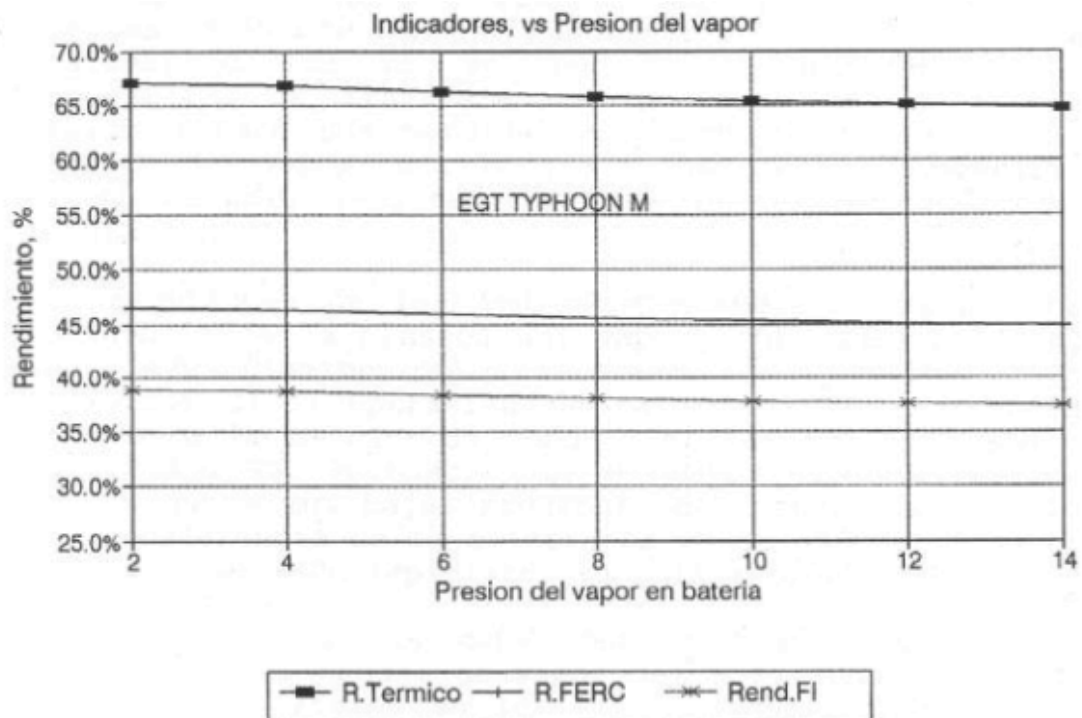


Figura IV.22: Indicadores para el sistema con turbogrupo EGT Typhoon, en función de la presión del vapor.

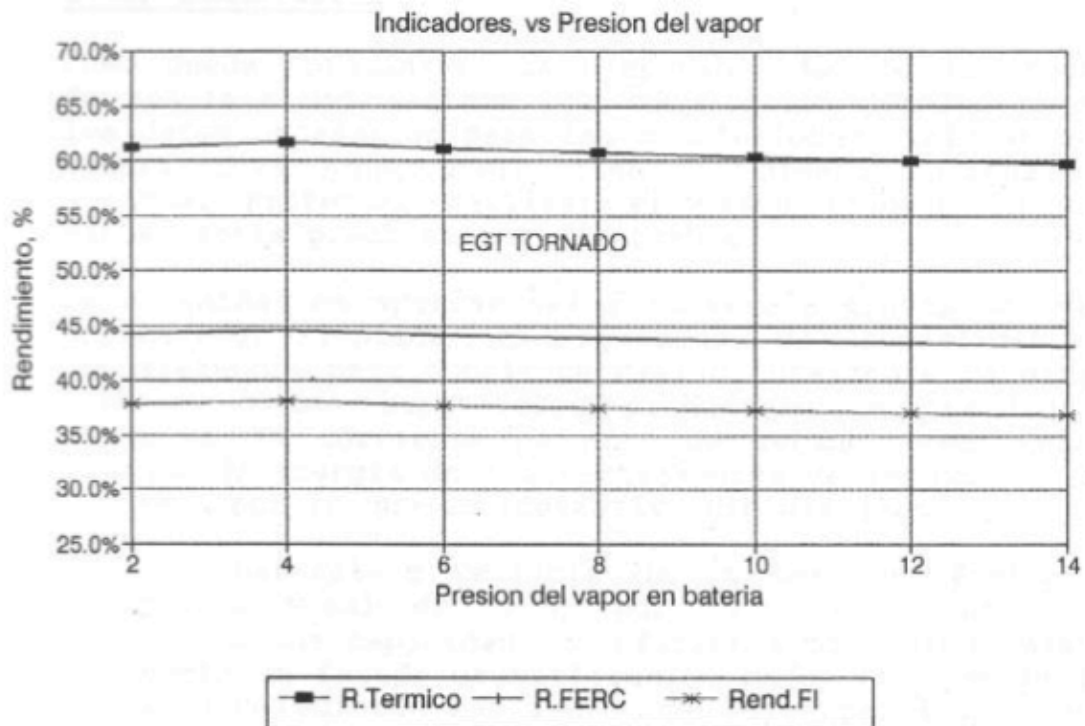


Figura IV.23: Indicadores para el sistema con turbogrupo EGT Tornado, en función de la presión del vapor.

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 GHG 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.