Parte 2: Aplicación práctica a la planta de cogeneración de INTERQUISA S.A.

11. Descripción de la planta de cogeneración.

La planta de cogeneración propiedad de INTERQUISA S.A, consta de dos equipos principales, una turbina de gas y una caldera de recuperación, la turbina de gas acciona un generador que produce energía eléctrica, parte de la cual se utiliza en el autoconsumo de la unidad y el resto se exporta a la red de suministro. Los gases calientes de salida de la turbina se aprovechan en la caldera de recuperación para la producción de vapor a dos presiones y para el calentamiento de aceite térmico. El vapor de ambas presiones se emplea en la planta y el sobrante se exporta a la refinería de La Línea, mientras que el aceite térmico calentado se utiliza exclusivamente en los procesos de la planta química. La unidad de cogeneración dispone de un diverter y de una chimenea adicional para desviar el flujo de salida de gases de la turbina directamente al ambiente sin pasar por la caldera de recuperación, permitiendo el funcionamiento de la turbina de gas de forma aislada.

11.1. Turbina de gas.

11.1.1 Descripción general de la turbina de gas.

La turbina de gas propiedad de INTERQUISA S.A, instalada en el año 1995, es un modelo PG-6541 de General Electric de una potencia aproximada de 38 MW en condiciones ISO. La unidad de turbina de gas es para servicio pesado, de ciclo simple y eje simple que acciona un generador. La unidad se sirve de aire y combustible para producir en el eje la potencia necesaria para accionar distintos accesorios y finalmente el generador de carga accionado.

La unidad de la turbina de gas se compone de un dispositivo de arranque, sistemas de soporte, un compresor de flujo axial, componentes del sistema de combustión y una turbina de tres etapas. El compresor y la turbina están directamente conectados por un rotor de eje simple soportado por dos cojinetes lubricados por presión. El extremo de entrada del eje del rotor está acoplado a un engranaje accesorio con ejes integrales que acciona la bomba lubricante, la bomba de combustible y otros componentes del sistema.

En la siguiente figura se aprecia un corte longitudinal de la turbina de gas:

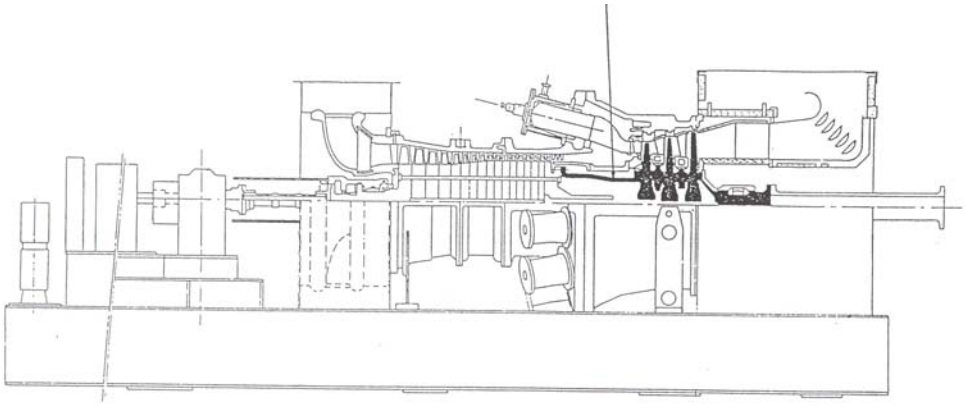


Fig 73. Corte longitudinal de una turbina PG-6541.

El compresor es de flujo axial con 17 etapas, con un sistema IGV de álabes a la entrada del mismo la posición de estos álabes influye en la cantidad del flujo de aire del compresor. El movimiento de estos álabes guía de entrada, lo produce un cilindro hidráulico conectado al anillo de control de los álabes guía que hace girar los piñones de engranaje individuales montados en cada extremo de cada álabe. Los engranajes, el anillo y los álabes se muestran en la figura siguiente.

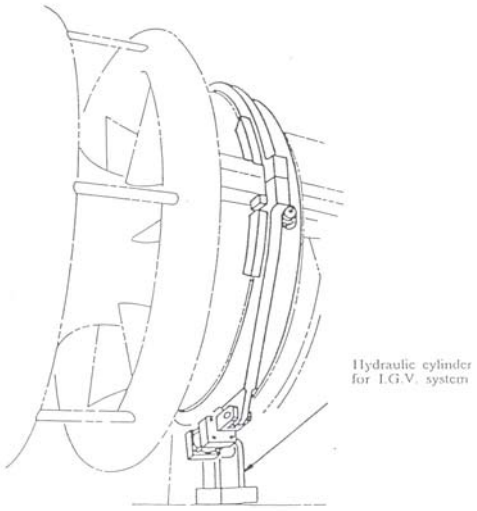


Fig 74. Sección de álabes guía de entrada.

El compresor alcanza una relación de compresión aproximada de 1:11, además, de las etapas 5ª y 11ª del compresor se realiza un sangrado de aire para refrigeración de los álabes de la turbina, también se extrae una pequeñísima fracción para el sellado de los cojinetes. La temperatura de descarga ronda los 360-370 ºC, con un flujo nominal de aire de 133-136 Kg/s y una velocidad de giro de 5100 rpm.

La turbina de gas es capaz de emplear varios tipos de combustibles, según sean las necesidades y la disponibilidad del mismo, así puede usar nafta, destilado o gas natural, siendo esta última opción la mas empleada debido a que produce el mejor rendimiento de la turbina y la menor contaminación en el escape. Naturalmente las cámaras de combustión han sido diseñadas para soportar ambos tipos de

combustibles líquidos y gaseoso, pero no pueden utilizarse ambos tipos simultáneamente.

La sección de combustión, está formada por las cámaras de combustión, los detectores de llama, los tubos de interconexión , toberas de combustible y encendedores de bujía. Se tiene un total de diez cámaras de combustión dispuestas en forma anular, tal y como puede verse en la siguiente figura

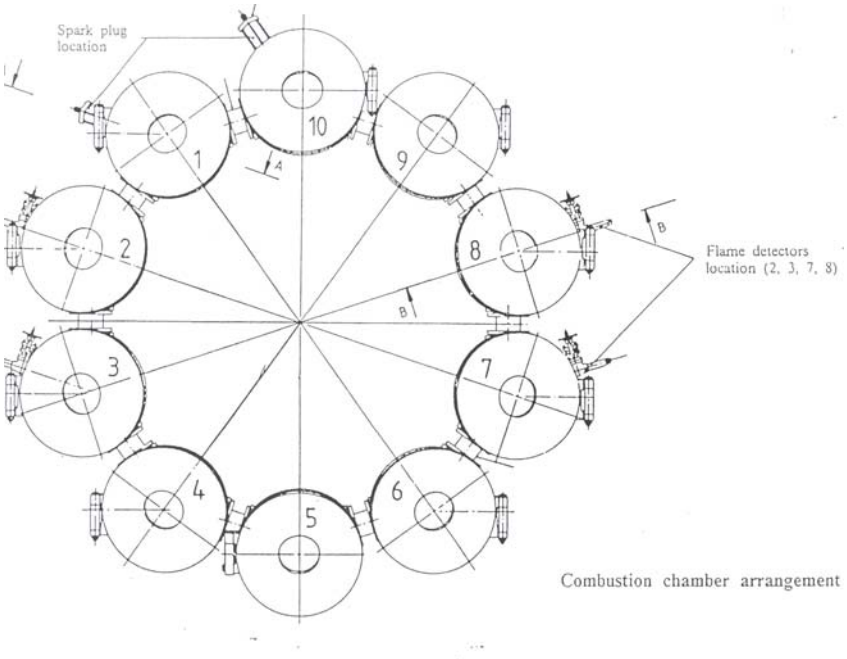


Fig 75. Distribución de las cámaras de combustión de la turbina PG 6541.

Las diez cámaras de combustión están conectadas entre sí por medio de tubos de fuego cruzado. Mediante estos tubos la llama puede propagarse desde los tubos encendidos que contienen bujías, hasta las cámaras que están sin encender. La combustión se inicia mediante las bujías de las cámaras 1 y 10, y se propaga por los tubos de fuego cruzado a las restantes, las bujías son retráctiles por presión inyectadas, de forma que con el aumento de la velocidad del rotor, la presión de la cámara causa la retracción de las bujías y los electrodos de la zona de combustión.

Durante la secuencia de arranque, es imprescindible que una indicación de la presencia o la ausencia de llama sea transmitida al sistema de control, por esta razón, se utiliza un sistema de detectores de llama tipo ultravioleta colocados en cuatro cámaras adyacentes (números 2 y 3, 7 y 8).

Entre la salida de las cámaras de combustión y la zona de entrada de la turbina, existen piezas de transición que dirigen los gases calientes hacia la primera boquilla de la turbina, por tanto el área de la boquilla está dividida en 10 áreas iguales. Estas piezas de transición están selladas para minimizar las fugas de gases calientes. En la figura siguiente aparece una de estas diez piezas de transición.

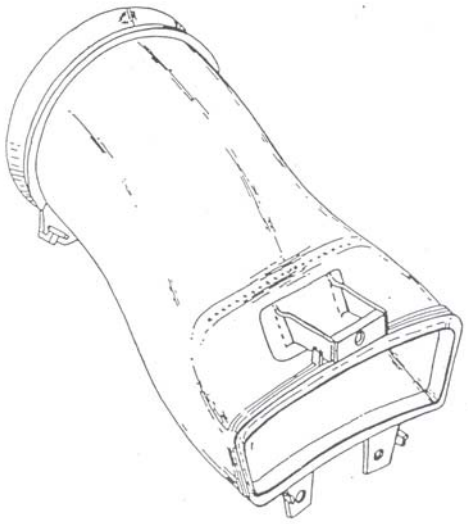


Fig 76. Pieza de transición entre cámara de combustión y entrada a la turbina.

Los gases de salida de la cámara de combustión a muy alta temperatura, aproximadamente a una temperatura de entrada de la turbina "TIT"= 1100 ºC, entran en la primera etapa de la turbina (de un total de 3), cada álabe de la primera etapa contiene una serie de conductos de aire longitudinales para el enfriamiento del álabe. El aire se introduce a través de una cavidad situada entre la rueda y la base de la cola de milano del álabe, el aire circula a través de orificios de enfriamiento dispuestos a lo largo del álabe y sale de estos orificios hacia cada punta cóncava. Los orificios están espaciados y dimensionados para obtener un enfriamiento óptimo de las partes con un mínimo de aire de extracción del compresor.

Los álabes de la segunda etapa también se enfrían por aire procedente del compresor, de una manera semejante a como se realiza en la primera etapa de la turbina, pero no sucede en la tercera etapa, en este punto los gases calientes se han expandido pero también se han enfriado lo suficiente como para no ser necesario el enfriamiento interno del álabe. Aproximadamente y dependiendo de las condiciones de operación de la turbina la temperatura de salida de los gases tras su paso por las tres etapas de la turbina es de unos 555-558ºC, temperatura suficiente para su empleo posterior en una caldera de recuperación.

11.1.2. Resumen de condiciones de operación de la turbina de gas PG6541B de General Electric.

Condiciones de operación ISO. (15ºC, 60%HR, Presión atmosférica 1013,25 hPa).

Combustible		Gas Natural	Destilado
Potencia neta salida	KW	38340	37520
Heat Rate diseño (PCI)	KJ/KWh	11460	11570
Flujo Exhausto diseño	t/h	500,5	501,4

Efectos de caídas de presión adicionales.

	Efecto en Pot.Salida	Heat Rate	Efecto en Tªgases salida
10 hPa (4 inch agua) entrada	-1.5	0.5	+1.2ºC
10 hPa (4 inch agua) salida (exhaust)	-0.5	0.5	+1.2ºC

11.2. Descripción general de la caldera de recuperación.

Con el fin del aprovechamiento del calor residual de los gases de salida de la turbina de gas, se instala a continuación de ésta una caldera de recuperación con la finalidad de producir vapor a dos niveles de presión y calentar aceite térmico, utilizándose tanto el vapor como el aceite calentado en procesos de la planta.

En condiciones nominales de funcionamiento, es decir para el flujo de gases obtenido en condiciones ISO y operación en carga base de la turbina, la caldera es capaz de producir :

Vapor de alta presión:

Producción: 40,7 T/h.
Presión: 64 kg/cm^2 (g).
Temperatura: 480 ºC (vapor sobrecalentado).

Vapor de media presión:

Producción: 13,7 T/h.
Presión: 10 kg/cm^2 (g).
Temperatura: 187 ºC (vapor sobrecalentado).

Aceite térmico.

Producción: 395 T/h.
Presión: 20 kg/cm^2 (g).
Temperatura: de 290 ºC (entrada) a 345ºC (salida).

La caldera está sometida al ámbito de la ITC-MIE AP1 del reglamento de aparatos a presión, por lo que su categoría se define como sigue:

Parte de alta presión.

Presión de diseño Pd= 75,2 kg/cm^2 .
Volumen de las partes a presión V= 33,08 m^3.
Pd x V = 2488 > 600.

Por tanto, la categoría del sistema de alta presión es Categoría A.

Parte de media presión.

Presión de diseño Pd= 12,8 kg/cm^2 .
Volumen de las partes a presión V= 18,827 m^3.
10 < Pd x V = 241 > 600.

Por tanto, la categoría del sistema de media presión es Categoría B.
Parte de aceite térmico.

Presión de diseño Pd= 20 kg/cm^2 .
Volumen de las partes a presión V= 11,031 m^3.
10 < Pd x V = 221 > 600.

Por tanto, la categoría del sistema de alta presión es Categoría B.

A continuación se van a describir cada una de la partes en las que se compone la caldera de recuperación.

11.2.1. Diverter.

Los gases de escape de la turbina son llevados a través de un conducto hasta la caldera de recuperación, en donde cederán su calor, en las diversas secciones de intercambio de las que está formada para producir vapor, tras lo que son enviados a la atmósfera a través de una chimenea. El conducto de gases que une la turbina de gas y la caldera está dotado de una compuerta “diverter” y de una chimenea de by-pass, por la que se evacuaran los gases por parada de mantenimiento de la caldera, lo que permite el desacoplo del funcionamiento entre turbina de gas y caldera de recuperación, de forma que la turbina puede seguir produciendo electricidad aunque la caldera se encuentre fuera de funcionamiento.

La compuerta o “diverter” que se encuentra en el conducto de unión de ambas zonas no sólo puede ocupar las posiciones de abierto en la operación normal del conjunto turbina-caldera, o de cerrado cuando la caldera se encuentra parada y los gases se evacuan por la chimenea de by-pass, el mismo mecanismo servo-hidráulico que se encarga de la apertura o cierre, también puede colocar el diverter en posiciones intermedias, de forma que divide el flujo de gases calientes procedentes de la turbina entre la caldera y la chimenea de by-pass, esto es necesario a veces cuando se desea regular la producción de vapor en la caldera, circunstancia que no es habitual, o cuando tras una parada larga se inicia el proceso de calentamiento gradual de la caldera hasta que logre alcanzar un régimen de temperaturas óptimo, momento en el que se abre totalmente el diverter para permitir el paso del total de gases procedente de la turbina. En la figura siguiente puede apreciarse una sección del diverter:

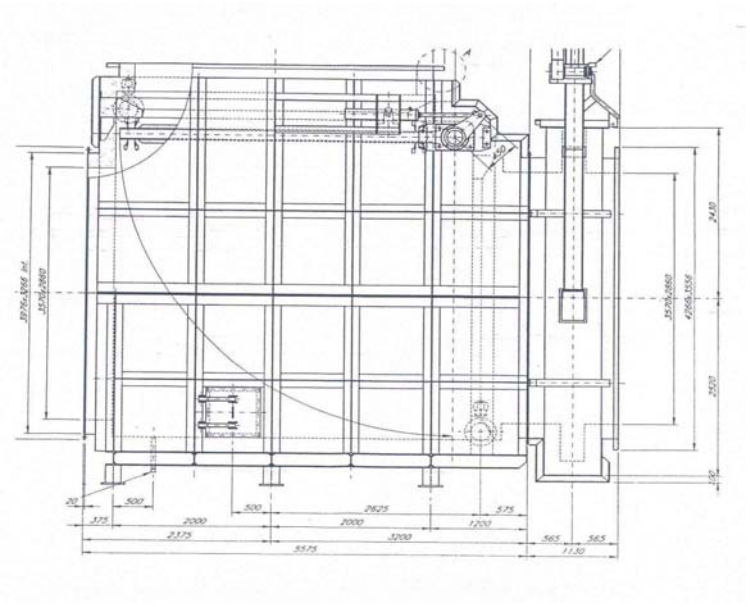


Fig 77. Sección del diverter

11.2.2. Cuerpo de la caldera- secciones de intercambio.

La caldera es una unidad horizontal de construcción modular y circulación natural prevista para su instalación en intemperie. Su construcción modular facilita y acorta el tiempo de montaje en el lugar de la instalación.

Los haces tubulares de las diferentes secciones economizadoras, sobrecalentadoras y generadoras de vapor, se dispondrán suspendidas de la estructura soporte, de tal forma que se permita la libre dilatación vertical hacia abajo de los tubos.
En la figura siguiente se puede apreciar un esquema simplificado de las diferentes secciones de la caldera, asimismo aparecen la indicación de valores de referencia de funcionamiento de la caldera.

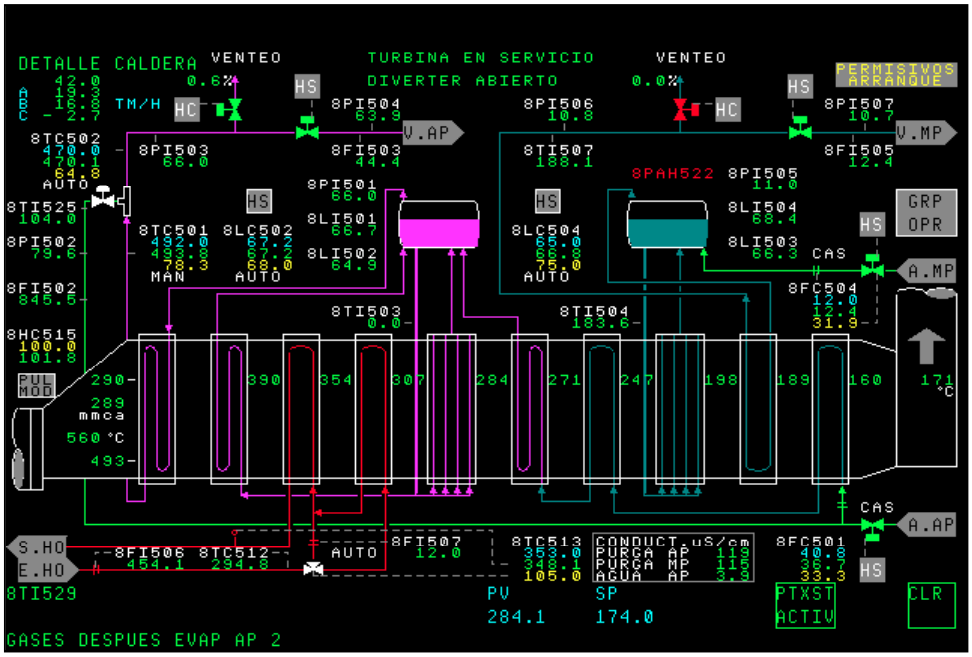


Fig 78. Esquema simplificado de la caldera de recuperación.

En la figura se pueden distinguir una serie de secciones recuadradas en blanco que representan cada uno de los haces tubulares que componen las superficies de intercambio, hay un total de 10 recuadros que se pueden agrupar en un total de 9 secciones diferentes, enumeradas a continuación, en el mismo sentido de paso de los gases calientes (de izquierda a derecha). Estas secciones son las siguientes:

Sobrecalentador alta presión (recuadro 1º):

- Presión de diseño: 75,2 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 524 ºC.
- Superficie de calentamiento: 1205 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 38 mm.
- Espesor de pared: 4 mm.
- Material del tubo: SA-213-T22.
- Nº de tubos transversales al flujo: 44.
- Pitch horizontal (transversal): 79,8 mm.
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 3.
- Pitch vertical (longitudinal): 69 mm.
- Aletas por pulgada: 4,3.
- Material de la aleta: 11% Cr.
- Altura de la aleta: 10 mm.
- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Evaporador de alta presion 1. (recuadro 2º).

- Presión de diseño: 75,2 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 2470 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 50,8 mm.
- Espesor de pared: 4 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 89.
- Pitch horizontal (transversal): 119,8 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 3.
- Pitch vertical (longitudinal): 103,84 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 19 mm.
- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Economizador de aceite térmico. (recuadros 3º y 4º).

- Presión de diseño: 20 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 425 ºC.
- Superficie de calentamiento: 13859 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 38 mm.
- Espesor de pared: 2,6 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 41.
- Pitch horizontal (transversal): 85,6 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 18.
- Pitch vertical (longitudinal): 74,1 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 16 mm.
- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Evaporador de alta presión 2.(recuadro 5º).

- Presión de diseño: 75,2 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 8516 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 50,8 mm.
- Espesor de pared: 4 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 30.
- Pitch horizontal (transversal): 116,6 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 10.
- Pitch vertical (longitudinal): 100,97 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 19 mm.

- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Economizador de alta presión 1. (recuadro 6º).

- Presión de diseño: 75,2 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 1523 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 31,8 mm.
- Espesor de pared: 3,2 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 46.
- Pitch horizontal (transversal): 76,25 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 2.
- Pitch vertical (longitudinal): 66,04 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 16 mm.
- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Economizador de alta presión 2. (recuadro 7º).

- Presión de diseño: 75,2 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 3047 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 31,8 mm.
- Espesor de pared: 3,2 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 46.
- Pitch horizontal (transversal): 76,25 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 4.
- Pitch vertical (longitudinal): 66,04 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 16 mm.
- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Evaporador de media presión. (recuadro 8º).

- Presión de diseño: 12,8 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 8516 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 50,8 mm.
- Espesor de pared: 2,6 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 30.
- Pitch horizontal (transversal): 116,6 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo:10.
- Pitch vertical (longitudinal): 100,97 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 19 mm.

- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

Sobrecalentador de media presión. (recuadro 9º).

- Presión de diseño: 12,8 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 69 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 38 mm.
- Espesor de pared: 2,6 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 41.
- Pitch horizontal (transversal): 85,6 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 1.
- Pitch vertical (longitudinal): 74,1 mm.
- Aletas por pulgada: -.
- Material de la aleta:-.
- Altura de la aleta: -.
- Espesor de la aleta: -.

Economizador de alta presión 3. (recuadro 10º).

- Presión de diseño: 75,2 kg/cm^2 (g).
- Temperatura de diseño: 371 ºC.
- Superficie de calentamiento: 4371 m^2.
- Diámetro exterior de los tubos: 31,8 mm.
- Espesor de pared: 3,2 mm.
- Material del tubo: SA-192.
- Nº de tubos transversales al flujo: 44.
- Pitch horizontal (transversal): 79,8 mm
- Nº de tubos en sentido longitudinal al flujo: 6.
- Pitch vertical (longitudinal): 69,06 mm.
- Aletas por pulgada: 5,5.
- Material de la aleta: Acero al carbono.
- Altura de la aleta: 16 mm.
- Espesor de la aleta: 1,27 mm.

11.2.3. Calderines.

La caldera de recuperación incorpora dos calderines para la eficaz separación del vapor tanto de alta como de media presión. Los internos de los calderines, gracias a sus separadores agua/vapor y su secador de vapor, proporcionan un vapor seco bajo todas las condiciones de trabajo.

Ambos calderines están dotados de dos puertas cilíndricas de acceso de hombre, por depósito, situadas en los fondos, de 500 mm de diámetro interior para el depósito de alta presión y de 532 mm para el de media presión. Además los calderines van provistos de todos los injertos necesarios para las siguientes uniones:

- Salida de vapor.
- Válvulas de seguridad.
- Entrada de agua.
- Purga de aire.
- Niveles.
- Introducción de químicos.
- Purga continua.
- Regulación de nivel.
- Manómetro.

El control del nivel de los calderines es fundamental para el buen funcionamiento de la caldera, la señal de nivel de los calderines determina el grado de apertura de las válvulas de flujo de agua de alta presión y de media presión procedentes del desgasificador, de forma que si la energía en los gases de escape aumenta y por lo tanto lo hace la cantidad de vapor producida, el descenso rápido de nivel del calderín provoca una mayor apertura de la válvula de agua correspondiente, aumentando el flujo de agua de entrada al circuito correspondiente.
Las características de los calderines son las siguientes:

Calderín alta presión.

- Diámetro exterior: 2144 mm
- Longitud parte cilíndrica: 3690 mm
- Fondos: Semielíptico 2:1
- Presión diseño: 75,2 kg/cm^2 (g)
- Presión operación: 69,3 kg/cm^2 (g)
- Temperatura de diseño: 317ºC
- Temperatura de operación: 285ºC
- Demasía para corrosión: 3 mm
- Material: SA-516 Gr.70
- Espesores: virola 72 mm, fondos 72 mm.

Calderín media presión.

- Diámetro exterior: 1532 mm
- Longitud parte cilíndrica: 4064 mm
- Fondos: Korbbogen (R=0,8xD)
- Presión diseño: 12,8 kg/cm^2 (g)
- Presión operación: 10,71 kg/cm^2 (g)
- Temperatura de diseño: 217ºC
- Temperatura de operación: 186ºC
- Demasía para corrosión: 3 mm
- Material: SA-516 Gr.70
- Espesores: virola 16 mm, fondos 16 mm.

11.2.4. Conductos y chimeneas.

Los conductos incluidos son:

- Conducto desde la junta de expansión a la salida de la turbina hasta la compuerta de by-pass.
- Conducto desde la compuerta de by-pass hasta entrada de caldera.
- Conducto de casing de caldera.
- Conducto de transición entre caldera y chimenea (salida).

Se incluye en el suministro una chimenea de salida de caldera de las siguientes características:

- Altura (sobre el nivel del suelo): 48,3 m.
- Diámetro interior: 3175 mm.
- Espesor de chapa medio: 10 mm.
- Calidad: acero al carbono.

Como también se ha mencionado existe una chimenea adicional de by-pass, que evacua los gases cuando el diverter está cerrado, con las siguientes características:

-Altura (sobre el nivel del suelo): 29,7 m.
-Diámetro interior: 3900 mm.
-Espesor de chapa: 8/10 mm.
-Calidad: 13 CrMo 44.
-Soporte autoportante.

La diferencia de calidades entre ambas chimeneas responde a la necesidad de la chimenea de by-pass de ser mas resistente al calor, pues en el caso de su uso los gases salen aproximadamente a unos 550ºC, en comparación a la salida de los mismos a 170ºC por la chimenea principal de la caldera.

11.2.5. Aislamientos.

Los aislamientos previstos en el circuito de gases son los siguientes:

- Conductos de gases de turbina a diverter y diverter a caldera:

Interior, 200 mm de espesor de fibra cerámica de 128 kg/m^3, chapa de 1,5 mm de AISI 304.

- Módulos I y II (desde sobrecalentador AP a economizador 2 de AP):

Interior, 150 mm de espesor de fibra cerámica de 128 kg/m^3, chapa de 1,5 mm de AISI 304.

- Módulo III (desde evaporador de MP en adelante):

Interior, 100 mm de espesor de fibra cerámica de 128 kg/m^3, chapa de 1,5 mm de AISI 304.

- Calderines de alta y media presión y tuberías interconexión:

Exterior, lana mineral 80 mm espesor (densidad 100 kg/m^3) con forro de aluminio de 1mm de espesor.

- Chimenea de salida:

Exterior, lana mineral 75 mm espesor (densidad 100 kg/m^3) con forro de aluminio de 1mm de espesor.

- Chimenea de by-pass:

Exterior, lana mineral de 100/75 mm de espesor con forro de aluminio de 1mm de espesor.

11.2.6. Funcionamiento del circuito de aceite térmico.

Una de las características más destacables de la caldera de recuperación es el hecho de calentar aceite térmico además de la producción de vapor a dos presiones. La introducción del economizador de aceite térmico provoca cierta complejidad en el funcionamiento de la caldera, ya que ahora la producción de vapor no depende exclusivamente de las condiciones de los gases calientes de la turbina, sino también de la energía absorbida por el aceite, que resta energía disponible en los gases para la producción de vapor. En este punto, cabe destacar que la producción de aceite térmico en la caldera, es una variable independiente al sistema, en particular el flujo másico de aceite térmico viene impuesto por un proceso químico externo ajeno al conjunto turbina-caldera, y por tanto la energía absorbida por el aceite también debe ser tratada como una variable independiente.

El economizador de aceite térmico trabaja de forma que, independientemente de la temperatura de entrada del aceite térmico, éste salga con una temperatura consignada de 345ºC, mientras que la temperatura de entrada suele oscilar entre los 290-300 ºC. Para conseguir que todo el flujo salga a la misma temperatura con una temperatura variable de entrada, se dispone el economizador de aceite térmico de la siguiente forma que pude verse en la siguiente ampliación de la última figura:

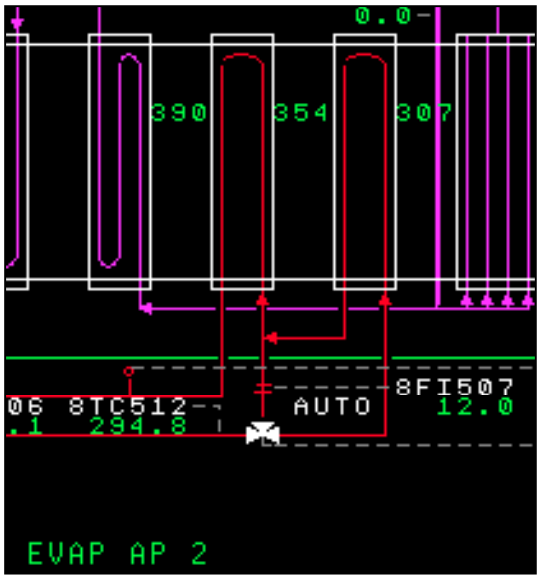


Fig 79. Esquema simplificado del economizador de aceite térmico.

Como puede observarse, el economizador no está formado por un solo conjunto de tubos sino por dos, de forma que no siempre todo el flujo de aceite pasa por ambos equipos, de esto se encarga una válvula de by-pass que desvía parte del flujo hacia la primera sección del economizador que ve a los gases más calientes, mientras que el resto pasa por la segunda sección y después por la primera, el aceite térmico que pasa por ambas secciones toma mas calor mientras que el aceite que pasa sólo por la primera sección recibe menos , la mezcla de las dos corrientes proporciona el aceite a la temperatura consignada. Esto se realiza mediante un mecanismo de control sencillo, un sensor de temperatura mide la temperatura de entrada del aceite térmico, cuanto más alta sea, mayor es el flujo de by-pass hacia la primera sección de economizador y viceversa.

Aunque se haya mencionado que la energía absorbida por el aceite es una variable independiente impuesta por un proceso externo, existe cierta relación entre la potencia absorbida por el aceite y la producción de vapor de alta y media presión, esta relación no es física, es decir que el flujo de aceite no controla las válvulas de entrada de agua para la producción de vapor, sino que es una ley interna de la caldera que relaciona estas variables. Esta relación puede observarse en el siguiente gráfico:

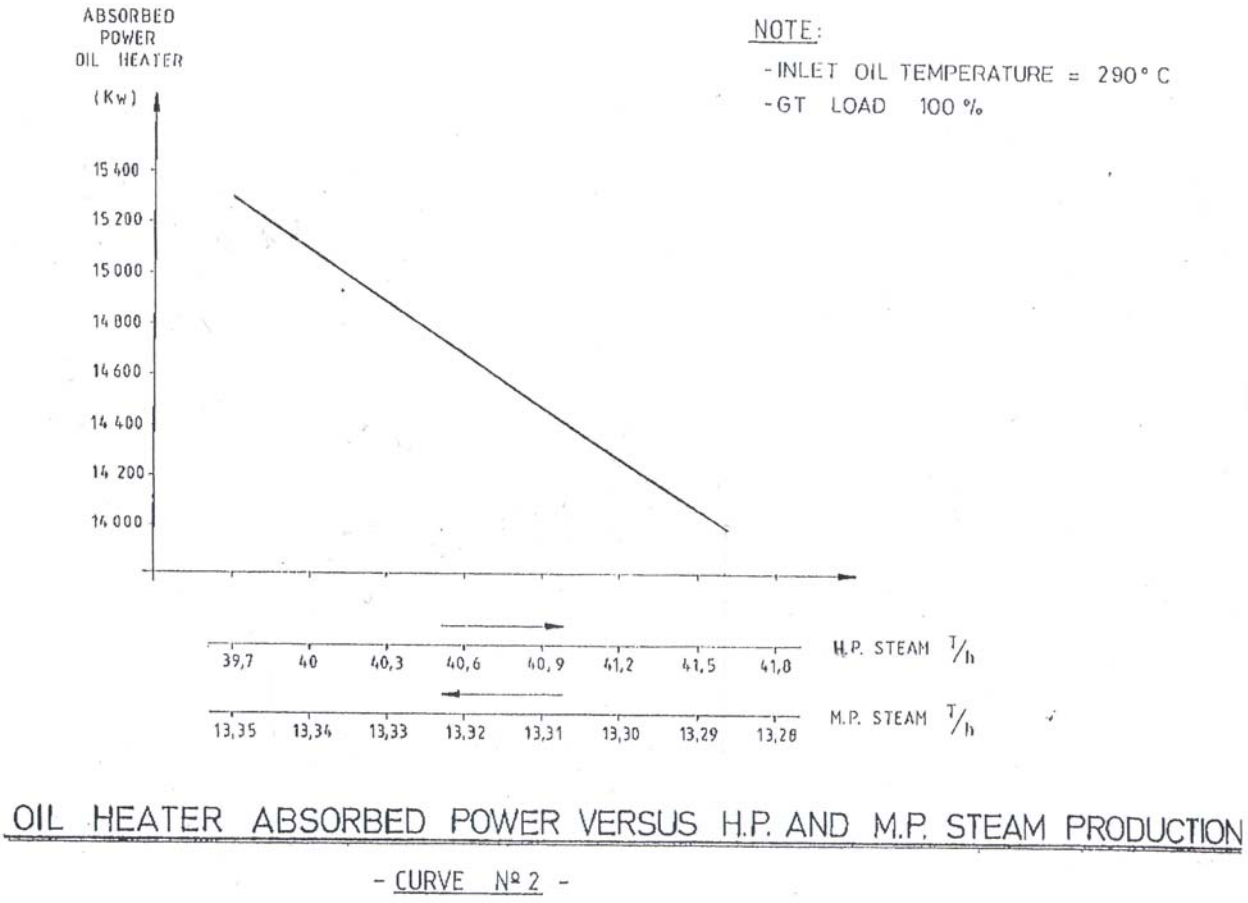


Fig 80. Relación teórica potencia absorbida por aceite-producción de vapor.

Como puede verse en esta figura, existe una relación lineal entre la potencia absorbida por el aceite térmico y la producción de vapor de alta y de media presión. A medida que la potencia absorbida por el aceite es menor, los gases llegan más calientes a las zonas posteriores al economizador de aceite, de forma que el evaporador 2 de alta presión y el economizador de alta presión absorben mas energía de los gases y aumentan la producción de vapor de alta, como puede verse en la figura. Aunque parecería lógico que el vapor de media presión también aumentara, no sólo no lo hace sino que disminuye ligeramente cuando el aceite térmico absorbe menos potencia de los gases, esto es debido a que el aumento de producción de vapor de alta, provoca una mayor absorción en todos los equipos anteriores a las secciones de media presión, incluyendo al sobrecalentador y primer evaporador de alta presión, por lo que al final los gases llegan ligeramente más fríos a las secciones de intercambio de media presión.

12. Obtención del módelo turbina de gas-caldera.

12.1. Introducción.

Una de las partes fundamentales para la realización de este proyecto, es la obtención de un modelo matemático conjunto que englobe a las dos grandes partes que componen la planta, la turbina de gas y la caldera de recuperación.

Comenzando con la turbina de gas, hay que mencionar que las curvas que aporta el fabricante para la turbina constituyen en su conjunto un modelo de la turbina, pues permite obtener la potencia, consumo de combustible, flujo y temperatura de los gases de salida, etc..., a partir de unas entradas o variables independientes, que pueden ser verdaderamente variables o parámetros conocidos, por ejemplo variables son claramente las condiciones de temperatura y humedad ambiente y parámetros podrían ser la edad de la máquina o la altura a la que está instalada.

Para este proyecto se dispone de estas curvas, pero no pueden ser aplicadas directamente por el siguiente motivo, en el año 2000, se propone la realización de una modificación en la turbina de gas para su repotenciación, estas modificaciones afectan a los álabes de la 2ª y 3ª etapa de la turbina, y de la segunda directriz, asimismo se modifica el ángulo de apertura de los IGV de entrada. Estos cambios aproximaron al antiguo modelo PG6541 a un PG6551, pero sin llegar a poder ser considerada la turbina una PG6551, sino un híbrido entre ambas. La principal consecuencia de este cambio es una mejora sobre todo en el consumo de combustible, pero el funcionamiento de la turbina se ha modificado de tal forma, que ya no es posible asegurar que las antiguas curvas funcionales de la turbina puedan seguir siendo válidas tras la modificación, tampoco es posible utilizar las correspondientes a un modelo PG6551, esta es la principal razón de la dificultad de obtener un modelo fácil para la turbina de gas.

Para paliar esta falta, General Electric proporcionó unas correlaciones experimentales obtenidas a partir de los ensayos, pero que sólo abarcaban a los factores más determinantes para la turbina de gas, la potencia de salida y el consumo de combustible en forma de Heat Rate. Sin embargo, deja en incertidumbre otros dos parámetros fundamentales para la caldera de recuperación, como son el caudal de gases exhaustos esperado y la temperatura de los mismos. En cualquier caso el uso de esas correlaciones es el punto de partida del modelado de la turbina de gas.

Para obtener el resto de parámetros, es necesario recurrir a mediciones experimentales de la planta, es decir mediciones directas de caudal, temperatura, humedad , etc..., que se realizan para vigilar el correcto funcionamiento de la planta. El uso de estos datos experimentales, tiene a su vez una ventaja y una desventaja, la principal ventaja es que resultan un buen indicador del funcionamiento actual de la planta, especialmente cuando la planta lleva ya varios años en operación, la desventaja es que al ser medidas experimentales, presentan una mayor dispersión que los valores que pueden aportar las curvas, esta dispersión de los datos puede deberse a multitud de factores que son difíciles de cuantificar en la mayoría de los casos, pero que habrá que tener en cuenta para obtener un modelo lo más exacto posible. Con este fin, es necesario realizar un análisis y filtrado de los datos experimentales, eliminando aquellos valores que se separan en exceso de la

tendencia natural de los mismos, las explicaciones para estas variaciones pueden ser muy variadas, pero las más plausibles pueden ser:

- Errores en el instrumento de medida o en la recogida de los datos.
- Regímenes de funcionamiento especiales transitorios, distintos de la carga base sin regulación.
- Periodos de arranque o parada de turbina de gas y/o caldera.
- Lavados on-line de la turbina de gas.
- Cualquier otro fenómeno achacable a averías o mal funcionamiento, que no provoca paradas de la unidad.

Como ya se ha dicho anteriormente, el modelado de la turbina de gas no puede realizarse mediante las curvas originales del fabricante, sino que debe hacerse partiendo de unas correlaciones experimentales del fabricante y datos medidos de la planta. Esta última es la única vía de modelado para la caldera de recuperación, de la que no se dispone de curvas ni nada por el estilo, tan sólo algunos datos experimentales para distintas condiciones de operación, siendo obligado el uso de los datos medidos de la planta, en especial lo referente al consumo de vapor. Si además se tiene en cuenta que las variables de entrada para la caldera son el gasto y la temperatura de los gases, y estas dos variables van a ser calculadas mediante datos experimentales en el modelo de la turbina, es razonable pensar que la pretensión de establecer un modelo de caldera que incluya todos los efectos de incertidumbre tanto de los datos procedentes de la turbina, como de los propias medidas de la caldera, es totalmente inviable ya no solo por su dificultad y falta de información sobre los medidores, sino también por considerar que un modelo de esa clase de dificultad es totalmente innecesario para el propósito de realizar un análisis de viabilidad.

El objetivo es obtener un modelo matemático para el conjunto turbina-caldera, lo más sencillo posible desde el punto de vista de su obtención pero lo suficientemente exacto para predecir el comportamiento de la unidad cuando se instale el sistema CTIAC. La obtención de este modelo se detalla en los siguientes puntos.

12.2. Filtrado de los datos.

Los datos de partida provienen del registro del sistema de control de una serie de medidores de presión, temperatura, caudal, y otros controladores que integran señales para dar otras nuevas, como puede ser la potencia consumida de aceite. En el archivo datos originales.xls se encuentran todos las medidas o “tags” disponibles, tomados durante el año 2003, a razón de una medida por hora, lo que constituye un conjunto de 8760 medidas para cada una de las variables registradas.

En el archivo señalado puede verse el conjunto completo de medidas tomadas, algunas son fundamentales para el establecimiento del modelo, otras sirven como referencia o para poder comprobar que otras medidas son coherentes.

Para realizar el filtrado de datos, primero hay que fijar cuales van a ser las variables fundamentales para el establecimiento del modelo, si una medida horaria de una variable fundamental se sospecha o se sabe que es errónea, se eliminan todos los datos correspondientes a esa hora, tanto de la variable fundamental afectada como de todo el resto de medidas tomadas, ya sean fundamentales o no. De esa forma se va progresivamente reduciendo el número de datos para establecer el modelo, obteniendo un conjunto de datos lo más representativo posible de las condiciones más normales de funcionamiento.

Las variables fundamentales a considerar son las siguientes:

- Temperatura y humedad ambientes.
- Potencia obtenida por la turbina.
- Flujo de combustible.
- Temperatura escape de los gases.
- Flujo de vapor de alta presión.
- Temperatura de vapor de alta sobrecalentado.
- Flujo de vapor de media presión.
- Temperatura de vapor de media sobrecalentado.
- Potencia absorbida por el aceite térmico.
- Temperatura de salida de gases por chimenea.

En el archivo original de datos aparecen muchas más variables medidas, como son las temperaturas intermedias entre las secciones de intercambio de la caldera, presiones del vapor de alta, media, etc. Además hay otras que pueden emplearse para verificar otras medidas como por ejemplo el flujo de aceite térmico y las temperaturas de entrada y salida se pueden emplear para comprobar si la medida de potencia absorbida por el aceite es correcta o no.

Atendiendo a las variables fundamentales mencionadas, se realiza el filtrado atendiendo a los siguientes criterios:

- No existe medida para esa hora de cualquiera de las variables fundamentales, o en su defecto es nula o tiene un valor absurdo fácil de reconocer.

- La medida aunque razonable, se repite continuamente durante un intervalo de tiempo considerable, lo que puede significar que el medidor no funciona bien o no se ha registrado los datos de forma apropiada, por lo que se procede a la eliminación de todo el conjunto de datos en que concurre esta circunstancia.

- La temperatura y humedad para un momento determinado no son coherentes, pues no puede existir un aire en esas condiciones según un diagrama psicrométrico.

- Se eliminan todos los datos cuya potencia medida de la turbina de gas se encuentre por debajo de los 31 MW. Esto se realiza por los siguientes motivos, el primero es que para que la turbina por si misma de por debajo de 31 MW, las temperaturas ambientes deben ser cercanas o superiores a los 45ºC, y esas temperaturas casi nunca se alcanzan en el emplazamiento de la planta. El segundo motivo para dar por debajo de los 31 MW, puede ser que la turbina se encuentre en un periodo de arranque o parada, en lavado on-line, o se encuentre regulando fuertemente por debajo del modo de carga base. El modelo responde al modo de funcionamiento más normal de la planta, que es la carga base y sin regulación, que representa mas de un 95% del tiempo de operación anual, por lo tanto no tiene sentido obtener un modelo diferente para otras condiciones de funcionamiento, y la introducción de puntos pertenecientes presuntamente a otro tipo de operación puede afectar a la obtención de un modelo fiable.

- De forma similar se realiza el filtrado para bajo caudal producido de vapor de alta presión, para un caudal nominal de unas 40,5 T/h, valores por debajo de

las 36 T/h, son indicativos de que la caldera se encuentra todavía en fase de calentamiento o de parada, o que por algún motivo adicional, tanto la turbina y/o la caldera se encuentran regulando, por ejemplo que existe un cierto desvío de gases de escape hacia la chimenea de by-pass. El filtrado por bajo vapor de alta, también elimina la mayor parte de los valores fuera de rango del vapor de media presión, de todas formas se ha filtrado cualquier valor por debajo de 9,8 T/h.

- El último filtrado por valores demasiado bajos de una variable se realiza en la potencia consumida por el aceite térmico. Bajos valores de potencia absorbida por el aceite térmico, no sólo son indicativos de arranques, paradas y/o regulaciones en la turbina y caldera de recuperación, de hecho los filtrados anteriores deben haber eliminado la mayor parte de estos puntos de bajo consumo de aceite, sino que pueden indicar algún problema en la distribución o demanda de aceite térmico en la planta química. Aunque éste es un problema ajeno a la unidad de cogeneración, no es una circunstancia que ocurra de forma habitual, pues la mayor parte del tiempo se calienta en la caldera el mayor flujo posible de aceite, de hecho bajos valores de potencia absorbida por el aceite son indicativos de problemas en otras unidades de la planta que demandan ese aceite y en ningún momento por regulación seleccionada del caudal de aceite a través de la caldera, baste decir que el aceite térmico producido en la caldera de recuperación no es el único producido en la planta, existen hornos específicos de aceite térmico que satisfacen la demanda que la caldera no puede cubrir. Para este propósito se ha tomado como límite inferior las 6,6 Gcal/h lejos de las 12 Gcal/h nominales, por lo que tampoco se puede considerar que el filtrado haya sido muy severo por este concepto.

Realizando todo este proceso se obtiene el filtrado definitivo de datos con el que se puede empezar a trabajar en la obtención del modelo. El archivo donde puede verse este conjunto de datos filtrados se denomina Filtrado definitivo de datos.xls. Cabe mencionar que de las 8760 horas medidas inicialmente en el año, han quedado tras el filtrado unas 7483 horas, lo que supone un 85% de las horas anuales, es decir que la muestra con la que se trabaja es suficientemente representativa del funcionamiento anual de la unidad.

12.3. Análisis de los datos.

El análisis de los datos consiste en comprobar que los datos experimentales o correlaciones se ajustan al comportamiento esperado en la operación de la turbina de gas y caldera. Con todas las medidas realizadas se disponen de datos suficientes para comprobar la bondad o no de los datos experimentales. Estas comprobaciones se realizarán sólo sobre algunas de las variables fundamentales.

12.3.1. Validación de la potencia.

En esta parte vamos a comprobar que tanto las correlación de potencia que aporta General Electric como la nube de puntos que constituye la potencia medida en planta, son coherentes en el funcionamiento de la turbina. Como complemento se añade también la potencia según las curvas de fabricante del modelo PG6541, ya que aunque se ha dicho que las curvas no se pueden considerar totalmente válidas tras la modificación de la turbina, está claro que la diferencia debe pequeña.

Esta validación consiste simplemente en representar la potencia obtenida frente a la temperatura ambiente o de aspiración del compresor, para cada conjunto de datos, en este caso tres, la potencia según correlaciones, según medidores y por curvas del fabricante. Esto se encuentra realizado de una forma muy sencilla en el archivo Validación potencia.xls. Y se obtienen curvas de resultado como la siguiente:

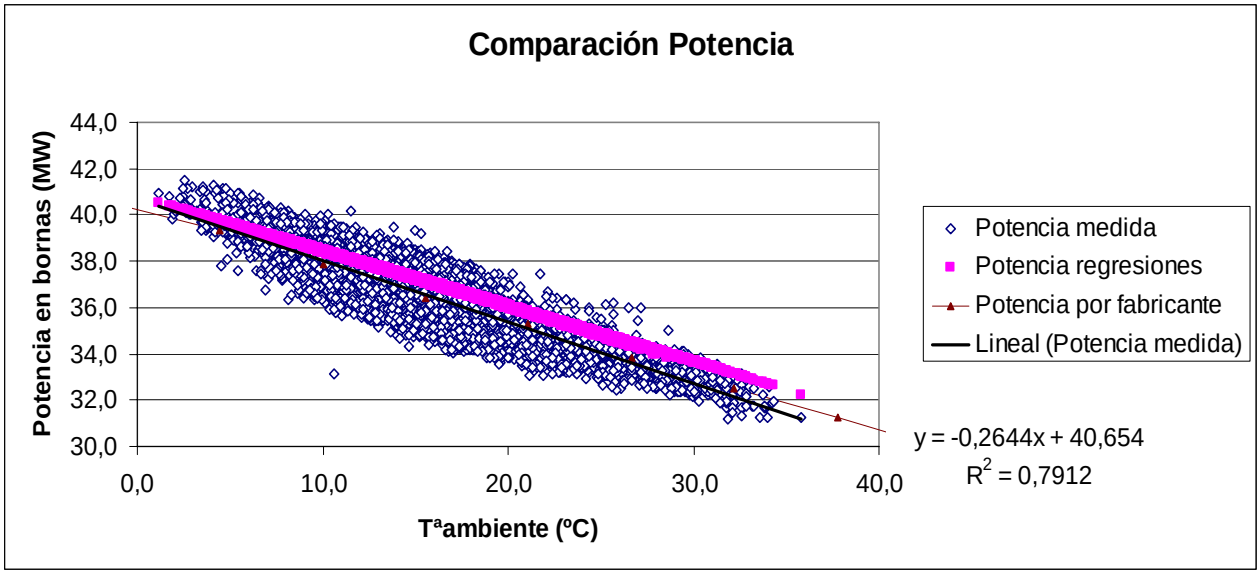


Fig 81. Comparación y validación de la potencia obtenida por distintos métodos.

En esta gráfica aparecen representadas simultáneamente, la curva de potencia según las correlaciones de General Electric tras la modificación (en rosa), la nube de puntos de datos medidos horariamente para la potencia (puntos azules), la potencia según las curvas del fabricante para la PG6541 (en marrón), y la regresión lineal para la nube de puntos (en negro) y su expresión algebraica.

La correlación dada por General Electric, aparece en el archivo "Regresiones TG.xls", donde se puede obtener la potencia y el Heat Rate, para varias condiciones operativas, entre ellas para distintos tipos de combustible. La que aparece en la gráfica anterior corresponde al uso de gas natural, y tiene la siguiente expresión:

$$W(KW) = (42487{,}878 - 236{,}51 \cdot T_{Amb} - 0{,}256 \cdot T_{Amb}{}^{2}) \cdot F_{wabs}^{W} \cdot F_{Hf}^{W}$$

donde:

- T_{amb}, es la temperatura ambiente o de aspiración del compresor.
- $F_{wabs}{}^{W}$, es un factor de corrección de la potencia por la humedad absoluta del aire ambiente w_{abs} (kg/kg) y tiene la siguiente expresión:

$$F_{wabs}^{W} = 1{,}00096 - 0{,}1519 \cdot wabs$$

- F_{Hf}^{W}, es el factor de corrección para la potencia según la edad de la turbina, es decir de sus horas de funcionamiento acumuladas, y tiene la siguiente expresión:

$$F_{Hf}^{W} = \frac{100 + (10{,}524 - 3{,}466 \cdot \log H_f + 0{,}0837 \cdot \log H_f^2)}{100}$$

Lo primero a comprobar, es que efectivamente todos los elementos representados siguen el funcionamiento lógico de la turbina de gas, es decir a medida que la temperatura ambiente aumenta, la potencia entregada por la turbina de gas cae y viceversa. Por lo tanto en principio todos los datos son coherentes. Una vez hecho esto cabe preguntarse a que puede deberse la dispersión existente entre los puntos de potencia medidos, la razón no está clara y es probable que sea la conjunción de muchos factores simultáneos posibles que se enumeran a continuación:

- El más lógico de todos los efectos es el asociado al error de medida de la potencia, inevitable siempre que se realiza una medición. Este efecto puede causar una pequeña dispersión de los datos, pero no en la cuantía en que ocurre la dispersión en la nube de puntos de la figura anterior, sobretodo porque tratándose de una medida de gran importancia en la operación de la turbina de gas, es presumible que la calidad del aparato de medida sea alta y por lo tanto el error asociado pequeño.
- Otro factor posible es la diferencia de calidad del combustible, para los cálculos en el modelo se ha tomado un PCI del gas natural promedio anual, que además suele ser representativo del poder calorífico del gas natural utilizado en gran parte de España, procedente de Argelia. Pero eso no evita que en días o semanas diferentes, exista cierta diferencia en los PCI del gas natural utilizado en cada momento, si admitimos que la turbina de gas trabaja con dosados constantes, eso significa que para unas condiciones exteriores determinadas, en este caso para la misma temperatura exterior, haya dos días con potencias entregadas diferentes debido al empleo de gas natural con PCI distintos, la diferencia de potencia será mayor cuanto mayor sea la diferencia entre los PCI. Pero debido a que realmente esta diferencia no es grande, este fenómeno contribuye pero no basta por sí mismo para explicar la dispersión existente en la nube de puntos.
- Otros fenómenos que son muy difíciles de tener en cuenta y de los que además no se posee registro en la base de datos, es el ensuciamiento progresivo del filtro y de la turbina que disminuyen progresivamente las prestaciones de la misma, afectando a la potencia entre otros factores. Las correlaciones no tienen en cuenta este efecto por lo que son siempre para filtro y turbina limpia.
- El último factor, y posiblemente el que más contribuya a la dispersión de los datos medidos, sea el hecho de que el funcionamiento de la turbina no es tan simple como indica una par o tres de ecuaciones, sino mucho más complejo, y que por lo tanto las curvas del fabricante o correlaciones no puedan reflejar exactamente la complejidad de un equipo como una turbina de gas, sino sólo de forma aproximada, la regulación propia de la turbina puede provocar por sí sola la dispersión en los datos medidos.

12.3.2. Validación del Heat Rate.

El Heat Rate no es algo que se mida directamente en la turbina de gas, sino que resulta de un cálculo realizado a través del consumo de combustible, que sí es una variable medida. En el caso que nos ocupa, la medición se realiza a partir de los Nm^3 (m^3 en condiciones normales) de gas natural que pasa por una estación de regulación y medida hacia la turbina de gas.

El Heat Rate o tasa de calor, es la relación existente entre el consumo de combustible y la potencia eléctrica neta obtenida en la turbina, por lo que se puede considerar algo así como una inversa del rendimiento, aunque el Heat Rate no suele ser adimensional.

En la gráfica siguiente aparecen representados los distintos valores de Heat Rate de los que se dispone, para ver como se ha obtenido, se puede ver en el archivo "Validación Heat Rate.xls".

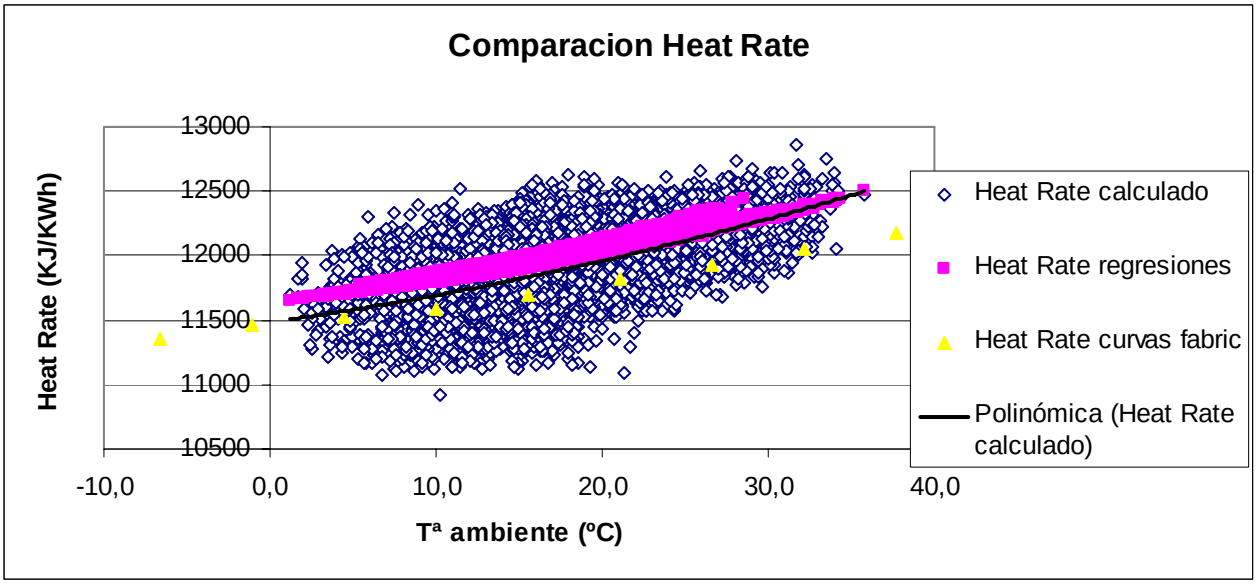


Fig 82. Representación del Heat Rate a través de distintos métodos.

La nube de puntos azules representa el Heat Rate calculado horariamente a partir de la potencia medida y el consumo de combustible medido. Los triángulos amarillos la evolución de distintos puntos según la curva del fabricante. La curva de color rosa constituye el Heat Rate según las correlaciones de General Electric aportadas tras la modificación de la turbina de gas. Finalmente, la línea negra es la correlación polinómica cuadrática de nube de puntos del Heat Rate calculado.

Lo primero a considerar, es que efectivamente se sigue la tendencia natural de la turbina de gas, en este caso que el Heat Rate aumente a medida que lo hace la temperatura de admisión. Pero también existe una mayor dispersión de la nube de puntos para el Heat Rate, es decir que para una misma temperatura de admisión, el rango posible de Heat Rate aumenta enormemente. En principio las causas pueden ser similares a lo mencionado en el apartado anterior para la validación de la potencia, pero además hay que tener en cuenta que en este caso el cálculo del Heat Rate, se realiza a través de dos medidas, la potencia y el consumo de combustible, medidas

que a su vez constituyen nubes de puntos que al superponerse crean una nube de puntos mayor.

Tanto el Heat Rate expuesto en este apartado, como la potencia en el apartado anterior, son las únicas variables fundamentales de las que se dispone una doble elección en cuanto a que fuente de datos usar, si las correlaciones proporcionadas por General Electric o los propios datos experimentales. La elección de una forma u otra se realizará y justificará en el apartado del modelado de la turbina. Para el resto de variables fundamentales no existe esta capacidad de elección, siendo obligado ceñirse a los datos experimentales.

12.3.3. Validación temperatura de salida de gases.

La temperatura de salida de los gases, es la última de las variables fundamentales de la turbina que se puede verificar. Como se ha mencionado antes, de este dato sólo se dispone de los datos medidos en la planta que serán usados en el establecimiento del modelo de la turbina. Lo que si se puede comprobar es que los datos aunque dispersos siguen la tendencia lógica al menos con la temperatura de aspiración del compresor o temperatura ambiente, como puede verse en la siguiente figura:

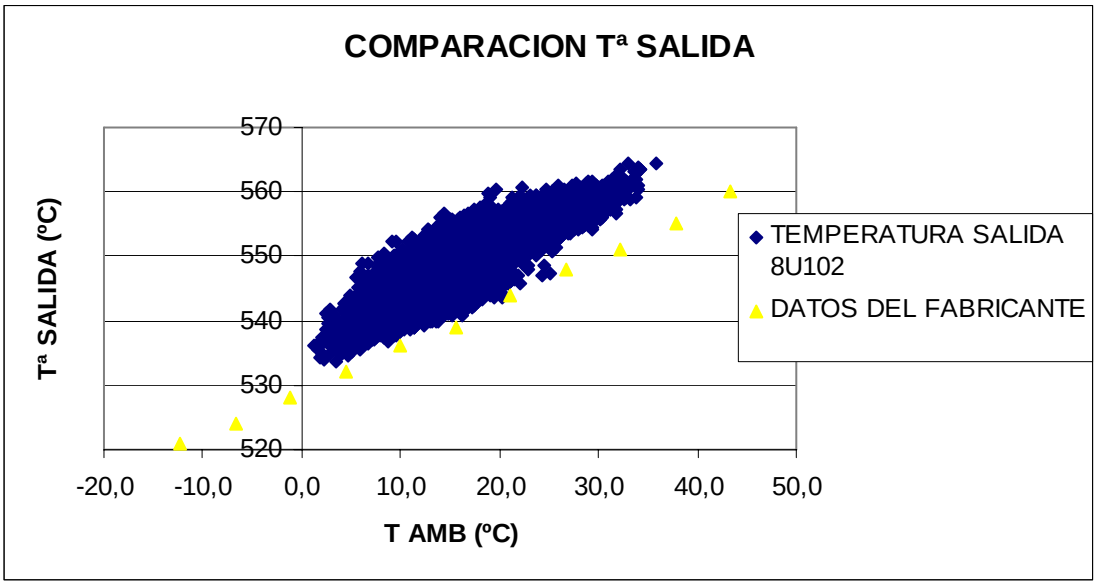


Fig 83. Comparación Tª salida de gases de turbina de gas.

Lo primero a destacar es que, a pesar de la dispersión presente en todos los datos medidos, la tendencia de la nube de puntos si es correcta ya que las temperaturas de los gases aumentan a medida que lo hace la temperatura ambiente. De la dispersión de la nube de puntos no se va a comentar nada importante, los motivos pueden ser similares a los expuestos en casos anteriores, simplemente añadir que este tipo de medidores suelen ser varios termopares colocados alrededor del plenum de escape de la turbina de gas que recogen la señal de temperatura y hacen una especie de media entre ellos. Es fácil suponer que los riesgos de fallos en la medición son mayores, pues si uno de esos termopares se estropea, puede afectar sensiblemente a la media final.

Al igual que en los apartados anteriores, se ha representado junto a la nube de puntos medidos, la tendencia que sigue la curva del fabricante para el modelo PG6541, si las variaciones en potencia y Heat Rate no eran del todo significativas respecto a las correlaciones o las regresiones de datos medidos, en este caso es de destacar que prácticamente todos los datos medidos se encuentran por encima de la curva del fabricante, lo cual tiene una respuesta lógica. Como se ha mencionado, entre otras modificaciones, a la turbina PG6541 se le modificó en ángulo de entrada de la IGV aumentándolo, esto afecta a los triángulos de velocidades de forma que el gasto disminuye ligeramente, pero aumenta la temperatura de salida, circunstancia que se refleja en la figura anterior. Esta afirmación no se va a demostrar pues no es objeto de este proyecto entrar en ese tipo de detalle, pero puede acudirse a cualquier texto básico sobre turbomáquinas para comprobarlo.

A continuación deberían venir las verificaciones de algunas variables fundamentales de la caldera, pero no se va a realizar por los siguientes motivos, el primero es porque aparte de los datos medidos no se dispone de otras expresiones o correlaciones salvo datos aislados, y el segundo y mas importante es que si se tienen que comprobar tendencias debe ser en función de variables de entrada de la caldera, es decir del gasto y temperatura de los gases calientes y no tan directamente de la temperatura ambiente, dado que estas variables deben salir del modelado de la turbina de gas, no tiene sentido comprobar nada en la caldera sin haber realizado el modelado previo de la turbina.

13. Modelado de la turbina.

El objetivo de este apartado es obtener un modelo sencillo pero válido del funcionamiento de la turbina de gas. Es decir, vamos a sustituir la turbina de gas por una caja negra con unas entradas y unas salidas, gobernadas por un conjunto de ecuaciones simples. De forma que podamos predecir de forma sencilla el comportamiento de la turbina ante el cambio que supone la introducción de un sistema CTIAC.

13.1. Análisis de entradas y salidas.

Lo primero para establecer el modelo, es señalar cuales son las variables independientes del sistema y cuales deben ser las dependientes o salidas del sistema. Asimismo se señalará que otras variables serán tomadas como parámetros conocidos o constantes del modelo.

Las variables independientes van a ser las condiciones ambientales exteriores, es decir fundamentalmente temperatura y humedad ambiente, sobre estas variables no tenemos evidentemente ningún control y son las perfectas candidatas a variables independientes.

Las variables dependientes deben estar asociadas al funcionamiento de la turbina y por lo tanto serán la información de salida que buscamos en nuestro modelo. Variables asociadas al funcionamiento de una turbina existen muchísimas, pero sólo nos interesan aquellas que se ven afectadas por la inclusión de un sistema CTIAC y que posteriormente se usarán para realizar el estudio de viabilidad. Considerando esto, las variables dependientes más importantes serán la potencia eléctrica y el consumo de combustible en cualquiera de sus formas de expresarlo, por ejemplo como Heat Rate o como flujo másico de gas natural. Estas dos variables son fundamentales para la evaluación económica del proyecto, pues constituyen a la vez el principal beneficio y el principal gasto de la operación de la turbina de gas.

Otras dos variables dependientes, son las correspondientes a la salida física de la turbina, es decir a los gases calientes, de los que nos interesa su temperatura y flujo másico. Estas dos variables de salida de la turbina constituyen las principales variables de entrada de la caldera de recuperación, y por lo tanto afectan tanto a la producción de vapor como de aceite térmico que si constituyen uno de los beneficios del sistema.

Por último los parámetros son o bien constantes físicas o de funcionamiento de las que se conoce su valor o se pueden obtener fácilmente de otras variables del sistema, ejemplos de parámetros serían la edad de la turbina (en horas de funcionamiento) la altura a la que está situada la turbina, el rendimiento de la turbina de gas, el rendimiento de la cámara de combustión, y otras constantes que a medida que vayan apareciendo se mencionarán.

13.2. Ecuaciones del modelo.

En este apartado se van a presentar las ecuaciones de modelado de la turbina y las consideraciones asociadas a cada una de ellas.
En principio tenemos cuatro salidas fundamentales de la turbina que representar, la potencia, el Heat Rate o consumo de combustible, la temperatura y flujo másico de gases de salida. Por tanto, debería haber una ecuación para cada una de estas variables.

13.2.1. Potencia.

Existen dos fuentes posibles de ecuación para la potencia, una es las correlaciones de General Electric, y otra la nube de puntos experimentales.

Las ecuaciones según GE, ya fueron presentadas en un apartado anterior, pero aparecen aquí de nuevo a modo de recopilación.

$$W(KW) = (42487{,}878 - 236{,}51 \cdot T_{Amb} - 0{,}256 \cdot T_{Amb}{}^{2}) \cdot F_{wabs}^{W} \cdot F_{Hf}^{W} \cdot F_{PC}{}^{W}$$

donde:

- T_{amb}, es la temperatura ambiente o de aspiración del compresor.

- $F_{wabs}{}^{W}$, es un factor de corrección de la potencia por la humedad absoluta del aire ambiente w_{abs} (kg/kg) y tiene la siguiente expresión:

$$F_{wabs}^{W} = 1{,}00096 - 0{,}1519 \cdot wabs$$

- $F_{Hf}{}^{W}$, es el factor de corrección para la potencia según la edad de la turbina, es decir de sus horas de funcionamiento acumuladas, y tiene la siguiente expresión:

$$F_{Hf}^{W} = \frac{100 + (10{,}524 - 3{,}466 \cdot \log H_f + 0{,}0837 \cdot \log H_f^{2})}{100}$$

- $F_{PC}{}^{W}$, es el factor de corrección por pérdida de carga en la admisión del compresor, factor que variará con los diferentes equipos que se coloquen en la admisión para el enfriamiento del aire. Su expresión es la siguiente, donde $\Delta inchH_2O$, es la pérdida de carga adicional que introduce el sistema CTIAC en la admisión, valor que se suele dar en pulgadas de agua:

$$F_{PC}^{W} = 1 - \frac{0{,}015 \cdot \Delta inchH_2O}{4}$$

En este caso, la potencia depende exclusivamente de los variables independientes ambientales, Tª ambiente y humedad. Depende también de otros tres parámetros, la edad de la turbina u horas de funcionamiento, la pérdida de carga en la admisión, que es perfectamente conocido, además depende también del tipo de combustible usado, en particular las ecuaciones anteriores son exclusivas para gas natural.

La segunda opción para representar la potencia es utilizar la nube de puntos medidos. En este caso para utilizar dicha nube se representó además la ecuación de una regresión lineal, que aparece en la figura --- anterior. El considerar utilizar una sola recta para representar una nube de puntos como la de la figura, introduce un error asociado muy importante, por lo que lo normal sería introducir además de la recta de regresión unos intervalos de confianza de forma que podamos asegurar que el 95% de los valores se encuentran en la banda definida. En otra variable fundamental como la temperatura de los gases esto es inevitable, pues solo se dispone de los datos medidos, pero para la potencia, el usar estos intervalos de confianza puede evitarse sobre todos por razones de complejidad como se explicará más adelante.

13.2.2. Heat Rate.

Con el Heat Rate caben las mismas consideraciones que para la potencia, es decir disponemos de dos opciones para representar esta variable fundamental, las ecuaciones proporcionadas por General Electric y la utilización de una regresión polinómica cuadrática con intervalos de confianza asociados. Igual que antes la utilización de intervalos de confianza introduce una complejidad excesiva en ecuaciones posteriores y se debe evitar su uso si se dispone de una forma alternativa.

Las ecuaciones de General Electric para el Heat Rate son las siguientes:

$$HR(KJ/KWh) = (2731{,}796 + 2{,}859 \cdot T_{Amb} + 0{,}064 \cdot T_{Amb}{}^{2}) \cdot 4{,}18 \cdot F_{wabs}^{HR} \cdot F_{Hf}^{HR} \cdot F_{PC}^{HR}$$

con los factores de corrección por humedad, horas de funcionamiento y pérdida de carga en la admisión siguientes:

$$F_{wabs}^{HR} = 0{,}99777 + 0{,}35443 \cdot wabs$$

$$F_{Hf}^{HR} = \frac{100 + (-4{,}50628 + 1.31713 \cdot \log H_f + 0{,}01431 \cdot \log H_f^{2})}{100}$$

$$F_{PC}^{HR} = 1 + \frac{0{,}005 \cdot \Delta inchH_2O}{4}$$

Igual que antes estas ecuaciones son válidas solamente para el uso de gas natural como combustible.

12.2.3. Temperatura de salida de gases.

Como ya se ha comentado, para la temperatura de salida de gases no se dispone de ninguna correlación, y por tanto sólo es posible utilizar los datos medidos experimentalmente. En este caso si se va a utilizar el método de regresión lineal y la aplicación de intervalos de confianza asociados, para la obtención de la regresión lineal y los intervalos de confianza el programa Origin Lab, cuyo resultados aparecen en la figura siguiente:

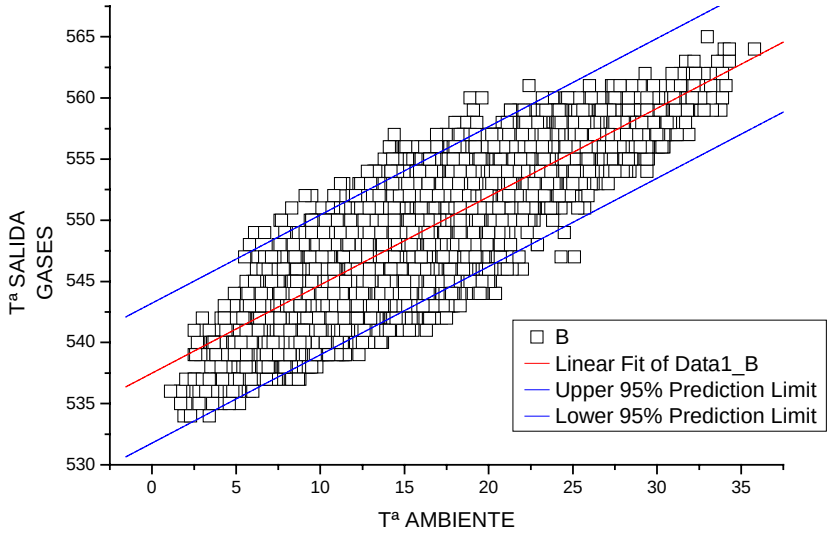


Fig 84. Regresión lineal e intervalos de confianza del 95% para la temperatura de salida de gases.

Las ecuaciones correspondientes son:

- Regresión lineal T_G= 0,722 Tamb + 537,49 (ºC)
- Límite superior T_G= 0,722 Tamb + 543,21 (ºC)
- Límite inferior T_G= 0,722 Tamb + 531,21 (ºC)

Con estos valores puede aplicarse que la ecuación que representa la temperatura de gases es:

$$Tg(^{o}C) = 0{,}722 \cdot T_{amb} + 537{,}49 \pm 5{,}72$$

Posteriormente se explicará que utilidad se le dará a estos intervalos de confianza.

13.2.4. Gasto de gases de salida.

La última de las variables fundamentales de las que hay que obtener una ecuación que la represente es el gasto de gases. Desafortunadamente para esta variable no se dispone ni de correlaciones ni de datos experimentales, ya que el gasto de gases no es algo que se pueda medir fácilmente en una turbina de gas, por tanto hay que obtenerlo por otros medios diferentes, lo normal es que el gasto de gases se obtenga por balance en la turbina.

La ecuación de balance de una turbina de gas es la siguiente:

$$m_a Cp_a T_{amb} + m_f Hp\, \eta_{cc} = \frac{W}{\eta_t} + (m_a + m_f) Cp_g T_g$$

donde:

- m_a y m_f son respectivamente los gastos másicos de aire de entrada y de combustible. Naturalmente el gasto de gases resulta de la suma de los dos anteriores.
- Cp_a y Cp_G son respectivamente las capacidades caloríficas a presión constante de aire y gases.
- Hp es el poder calorífico inferior o PCI del combustible utilizado, en este caso del gas natural, como dicho valor va variando a lo largo del año dependiendo de la calidad del gas, se ha tomado un valor promedio anual.
- η_{CC}, es el rendimiento de la cámara de combustión y es un valor conocido de especificaciones de la turbina de gas.
- $\eta_{T,}$ es el rendimiento de la turbina de gas, en lo que se refiere a las pérdidas de la potencia total que podría obtenerse, por tanto engloba principalmente pérdidas mecánicas por rozamiento del eje y cojinetes, consumo de auxiliares y pérdidas en el generador.

En esta ecuación sólo puede haber una incógnita, por lo que el resto debe ser perfectamente conocido, la incógnita en este caso, es el gasto de aire de entrada, como el gasto de combustible es conocido a partir del Heat Rate por ejemplo, el gasto de gases que buscamos se obtiene fácilmente como la suma de los dos anteriores.

La ecuación de balance anterior contiene algunos parámetros que se deben conocer o que deben de ser calculados:

- Cp_a= 1,007 kJ/kgk , este es un valor típico del calor especifico del aire a las temperaturas ambientes, aunque en rigor el calor específico es una función de la temperatura, su variación en el rango de temperaturas ambiente es tan pequeño que no merece la pena incluir esta variación con la temperatura.
- H_P = 10,9 KWh/Nm^3, con este valor no se aplica directamente en la ecuación anterior, si el gasto de combustible está en kg/s, uno de los dos valores deberá pasarse a las unidades apropiadas.
- η_{CC}=0,986 y es un valor que se conoce de especificaciones de la turbina de gas. Aunque es un parámetro que puede disminuir a medida que la turbina envejece, es muy difícil conocer como se produce esta variación.
- η_T, este rendimiento es uno de los parámetros más difíciles de conocer, y se ha obtenido a partir de unos datos aparecidos en un informe de MeeFog que aparece en los anexos del proyecto, en dicho informe aparecen datos del funcionamiento de la turbina en dos puntos distintos, a partir de las pérdidas allí indicadas, se puede estimar el valor de este rendimiento en dos puntos. Con

dos puntos lo único que puede hacerse es establecer una recta en función de algún parámetro conocido, en este caso se eligió la potencia. Los valores aproximados de este rendimiento rondan el 0,95-0,96 que son valores aceptados y válidos para una turbina de gas. La expresión correlacionada del rendimiento a partir de la potencia es la siguiente, con la potencia medida en MW:

$$\eta_t = 0{,}0008 \cdot W + 0{,}9203$$

- Cp_G=1,17 KJ/Kg k, es un valor válido para los gases de combustión del gas natural a las temperaturas de salida típicas de la turbina de gas unos 550ºC.

Una vez definidos todos los parámetros, queda por decidir como utilizar el resto de variables fundamentales que aparecen en la ecuación de balance de la turbina de gas, es decir la potencia, el Heat Rate o consumo de combustible y la temperatura de salida de gases. Resulta evidente la dificultad que implicaría utilizar las tres variables en su forma de datos experimentales, como una curva de regresión con unos intervalos de confianza asociados, pues entonces el gasto de gases resultaría de la combinación de los distintos intervalos de confianza de cada una de las variables en la ecuación de balance, eso además de tedioso promete acabar con unos intervalos de confianza para el gasto de gases, mayores que los intervalos de las variables que participaban en la ecuación de balance, lo que resulta inadmisible.

Por tanto la forma más fácil de determinar el gasto de gases, es utilizar las correlaciones de General Electric para la potencia y el Heat Rate, correlaciones aportadas por el fabricante y que son reconocidas y utilizadas cuando se requiere algún estudio de la turbina, y, por otra parte utilizar la temperatura de gases en su forma de regresión e intervalos de confianza a partir de los datos experimentales, pues es en la única forma en que se dispone de dichos datos.

Dado que la temperatura de gases es la única variable que se introduce con intervalos de confianza, también el gasto de gases tendrá una regresión de valor medio y unos intervalos de confianza asociados. La obtención del gasto de gases puede verse en el archivo “Balance en la turbina de gas.xls”, y cuyos resultados aparecen en la siguiente gráfica:

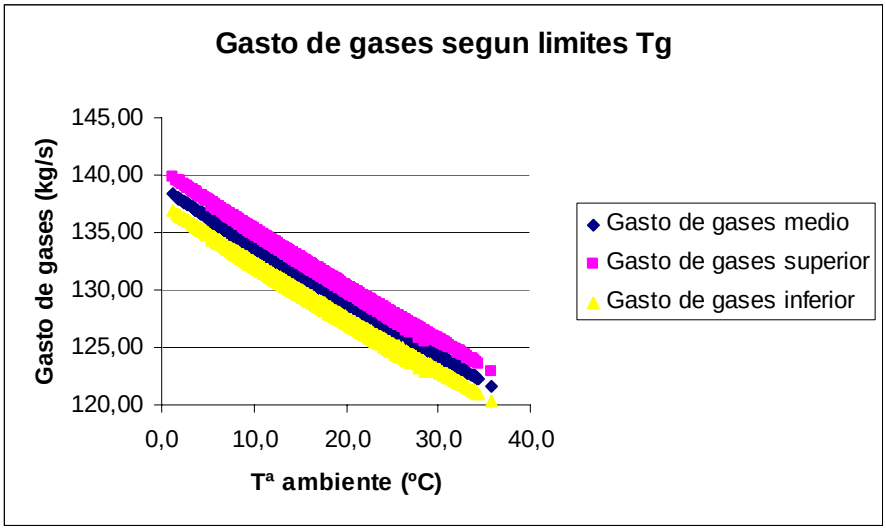


Fig 85. Gasto de gases medio y límites inferior y superior.

Como puede observarse en esta figura, la aplicación de la temperatura de gases en su forma de regresión e intervalos de confianza, provoca la aparición de los mismos también para el gasto másico de gases, y además de una forma apropiada, es decir la diferencia entre el límite superior y el inferior para una misma temperatura no supone un error importante, aunque esto se puede ver mejor con las ecuaciones que representan a dichas curvas:

Linea media : mg = -0,4489 Ta + 138,29

Limite inferior (corresp a Tg lim superior): mg= -0,4445 Ta + 136,83

Limite superior (corresp a Tg lim inferior): mg= -0,4534 Ta + 139,77

Aunque las pendientes no son exactamente iguales como en el caso anterior si son lo son en primera aproximación, y por lo tanto podría decirse que para cualquier valor de Ta y tomando como valor valido el correspondiente a la media los límites superior e inferior para la media estarían en $\pm$ 1,48 Kg/s. Por tanto la ecuación para el gasto de gases sería:

$$m_g = -0{,}4489 \cdot T_{amb} + 138{,}29 \mp 1{,}48$$

En las ecuaciones anteriores, aparecen unas coletillas refiriéndose a los límites inferior y superior de la temperatura de gases, esto significa que cuando se resuelve la ecuación de balance con los valores del límite superior de la temperatura de los gases, se obtiene los valores del límite inferior para el gasto y viceversa. Esto es perfectamente lógico pues si se observa la ecuación de balance en la turbina de gas, la temperatura y el flujo de gases son inversamente proporcionales. Esta circunstancia será de mucha utilidad para el modelado de la caldera como se verá más adelante.

13.2.5. Resumen de ecuaciones de modelado de la turbina.

A modo de resumen, aparecen a continuación las ecuaciones numéricas que modelan a la turbina de gas, para su funcionamiento con gas natural.

$$W(KW) = (42487{,}878 - 236{,}51 \cdot T_{Amb} - 0{,}256 \cdot T_{Amb}{}^2) \cdot F_{wabs}^{W} \cdot F_{Hf}^{W} \cdot F_{PC}{}^{W}$$

$$F_{wabs}^{W} = 1{,}00096 - 0{,}1519 \cdot wabs$$

$$F_{Hf}^{W} = \frac{100 + (10{,}524 - 3{,}466 \cdot \log H_f + 0{,}0837 \cdot \log H_f^2)}{100}$$

$$F_{PC}^{W} = 1 - \frac{0{,}015 \cdot \Delta inchH_2O}{4}$$

$$HR(KJ/KWh) = (2731{,}796 + 2{,}859 \cdot T_{Amb} + 0{,}064 \cdot T_{Amb}{}^2) \cdot 4{,}18 \cdot F_{wabs}^{HR} \cdot F_{Hf}^{HR} \cdot F_{PC}^{HR}$$

$$F_{wabs}^{HR} = 0{,}99777 + 0{,}35443 \cdot wabs$$

$$F_{Hf}^{HR} = \frac{100 + (-4{,}50628 + 1.31713 \cdot \log H_f + 0{,}01431 \cdot \log H_f^2)}{100}$$

$$F_{PC}^{HR} = 1 + \frac{0{,}005 \cdot \Delta inch H_2O}{4}$$

$$Tg(^{o}C) = 0{,}722 \cdot T_{amb} + 537{,}49 \pm 5{,}72$$

$$m_g(kg/s) = -0{,}4489 \cdot T_{amb} + 138{,}29 \mp 1{,}48$$

La ecuación del flujo lleva el símbolo del más menos invertido para indicar que la temperatura y el flujo son inversamente proporcionales.

Este es el conjunto de ecuaciones de modelado de la turbina, como puede verse conociendo la humedad ambiente, la temperatura ambiente, las horas de funcionamiento de la turbina y la pérdida de la carga en la admisión, pueden calcularse todos las variables de salida importantes de la turbina.

14. Obtención del modelo de caldera de recuperación.

Una vez resuelto el modelado de la turbina de gas, resta afrontar el modelado de la caldera de recuperación. Las ecuaciones del modelado de la caldera son bastante más simples que para la turbina de gas, pues se obtienen fundamentalmente de sucesivos balances de energía entre la producción de vapor, aceite , etc y la energía pérdida por los gases de escape.

14.1. Análisis de entradas y salidas.

Lo primero es realizar un análisis de que variables interviene en este modelo, a fin de determinar cuales de ellas son las salidas buscadas y cuales de ellas son las variables independientes a tener en cuenta.
Las principales variables independientes a tener en cuenta, son las correspondientes a los gases de salida de la turbina, es decir su temperatura y el flujo másico de los mismos, esto resulta evidente pues la transferencia en la caldera de recuperación depende fuertemente de la cantidad de energía introducida por los gases de escape. Si tenemos en cuenta que estos parámetros de salida de la turbina de gas dependían a su vez de las condiciones ambientales de temperatura y humedad, también podría decirse que son estas las variables independientes del modelo de caldera.
Existe además otra variable independiente que se introduce en este momento, como es el consumo de energía o potencia absorbida por el aceite térmico, como ya se ha mencionado, la demanda de aceite térmico era una variable externa a la planta de cogeneración, dependiente a su vez de un proceso químico ajeno, y por lo tanto debe ser considerado como una variable independiente más, debido a que esta demanda siempre debe ser satisfecha, su inclusión sólo va a influir en una merma de la potencia o energía disponible para la producción de vapor.

En cuanto a las salidas del sistema de la caldera de recuperación , deben ser aquellas que afectan directamente al análisis de viabilidad del sistema , es decir fundamentalmente las producciones de vapor de media y alta presión cuya valoración económica es conocida. Asimismo, existe otra variable de salida que aunque de menor importancia también debe considerarse, como es la temperatura de salida de los gases por chimenea. El controlar esta temperatura es importante por dos motivos, el primero es por razones de seguridad en la chimenea de salida, si por algún motivo esta temperatura disminuye en exceso, aumenta el riesgo de condensación de ácido sulfúrico en la chimenea, circunstancia que actualmente no entraña un riesgo excesivo, pues las temperaturas de salida son suficientemente altas rondando los 170ºC, y además porque el contenido en azufre del gas natural suele ser muy bajo. El segundo motivo y más importante, es debido a la posibilidad de utilizar esa energía de escape de la chimenea para la introducción de un ciclo de absorción de simple efecto, siempre y cuando se mantenga la temperatura en unos márgenes de seguridad para evitar el fenómeno anterior.

Lo último a considerar a la hora de plantear el modelo, es ver que parámetros pueden intervenir en el mismo, es decir, variables que aunque puedan parecer independientes no lo son, o se conoce una función de las mismas respecto a las independientes. En este caso no hay ninguna propiedad física ni nada por el estilo, ni siquiera se plantea un modelo de transferencia de la caldera, a todas luces innecesario y en este caso muy complicado debido a la presencia del aceite térmico. El modelo se va a basar en una serie de intercambios energéticos, por lo que es necesario conocer la entalpía del vapor de media y alta presión en cada punto de funcionamiento, para ello debe

conocerse la temperatura y la presión del mismo, y utilizar posteriormente un programa o tablas que proporcionen las entalpías del vapor en dichas condiciones. Ya se puede adelantar que el cálculo de dichas entalpías es muy simplificado, pues las temperaturas de recalentamiento y las presiones de producción varían muy poco, tal y como puede verse en el archivo "Filtrado definitivo de datos.xls", por lo que en primera aproximación el error cometido en considerar unas presiones y temperaturas fijas para el vapor es muy pequeño.
Aparte de estos parámetros existen otro que puede afectar a las ecuaciones, aunque también puede ser conocido si se simplifica su cálculo, como son las pérdidas convectiva-radiantes a través de la superficie de la caldera. Naturalmente estas pérdidas existen pese al hecho de que la caldera está convenientemente aislada, pero si se puede asegurar que son pequeñas. Por tanto no merece la pena plantear un modelo excesivamente complejo para este fín, aproximadamente no se comete gran error al suponer que la caldera es adiabática o que se pierde una pequeña fracción de la energía de entrada con los gases de la turbina.

Ya se ha mencionado que dos de las variables de entrada del modelo son la temperatura y flujo másico de los gases de salida de la turbina- entrada de la caldera. Lo que cabe preguntarse es en que forma vamos a utilizar dichas variables, si de forma conjunta o de forma separada. La forma separada supone que es posible encontrar una ecuación que relacione cada salida de forma completa con las variables de entrada, tal y como sucedía por ejemplo en las ecuaciones de modelado de la turbina, donde por ejemplo teníamos una ecuación empírica $W = f(T_{amb}, w_{amb})$, para el caso de la caldera esto supondría por ejemplo, encontrar relaciones del tipo $m_{vapor} = f(T_G, m_G, W_{aceite})$. Se puede anticipar que esta forma es muy difícil y además no es posible, por los siguientes motivos, el primero es que ya de por sí las variables correspondientes a los gases arrastran unos intervalos de confianza asociados como se pudo ver en los resultados del modelado de la turbina, lo que complica en exceso un modelo de transferencia en la caldera, y además porque las variables consideradas independientes T_G y m_G, no son independientes entre sí, es decir cada una no puede tomar valores totalmente independientes de la otra. Algo similar ocurre por ejemplo con la temperatura y humedad ambiente, cualquier combinación es posible mientras se mantenga dentro del diagrama psicrométrico, pero el problema para estas dos variables es que no se conoce dicha relación, y por lo tanto manejarlas con los intervalos de confianza puede conducir a que determinadas combinaciones de esas dos variables no sean físicamente posibles pero no sepamos cuando esto ocurre. Por tanto hay que desechar la idea de plantear un modelo de caldera con 3 variables independientes y buscar uno más simplificado, esta simplificación aparece cuando se plantea unificar las dos variables correspondientes a los gases en una sola, esta unión puede realizarse calculando la energía o potencia disponible en la caldera, esta potencia tiene la siguiente expresión:

$$W_{disp}(KW) = m_g \cdot Cp_g \cdot T_g$$

donde el Cp_G=1,17 KJ/kgk aproximadamente tal y como se vio en el apartado del modelado de la turbina.

El agrupamiento de estas dos variables en una sola conlleva más ventajas aparte de la lógica reducción de variables, como se verá a continuación. Aunque es cierto que en rigor la transferencia de calor en una caldera no depende exclusivamente de la energía en la entrada sino del flujo y temperatura de los gases por separado, el flujo afecta a los coeficientes de película y la temperatura a los saltos térmicos en los

intercambiadores, pero si es cierto que se puede suponer la energía disponible a la entrada como motor de la transferencia siempre y cuando la temperatura sea lo suficientemente alta para garantizar la transferencia en los intercambiadores, dado que en el filtrado se eliminó aquellos puntos que se alejaran en exceso del funcionamiento nominal del conjunto turbina-caldera, prácticamente puede asegurarse que la temperatura de los gases es suficiente para garantizar la transferencia en todos los paquetes intercambiadores y por tanto la energía o potencia disponible puede utilizarse como variable de entrada en el modelado de la caldera.

El cálculo de la potencia disponible a utilizar, trae en principio una complicación debida al hecho de que las dos variables que utiliza poseían intervalos de confianza asociados tal y como se obtuvo de resultado en el modelado de la turbina, por tanto la potencia disponible también tendrá unos intervalos de confianza asociados. Es en este punto donde aparece la principal ventaja del agrupamiento de las dos variables en una sola, las expresiones para la temperatura y el flujo de gases que se obtuvieron en las ecuaciones de modelado de la turbina son:

$$Tg(^{o}C) = 0{,}722 \cdot T_{amb} + 537{,}49 \pm 5{,}72$$

$$m_g = -0{,}4489 \cdot T_{amb} + 138{,}29 \mp 1{,}48$$

El cálculo de la potencia disponible es fácil, simplemente para cada dato medido horario de Tª ambiente, calcular la regresión media, límite inferior y límite superior para cada una de las dos variables y calcular la potencia disponible utilizando la fórmula de más arriba, los cálculos y el resultado aparecen en el archivo “Calculo energia disponible.xls”, lo que hay que destacar es la forma de obtener la potencia disponible aplicando los intervalos, la potencia media se obtiene multiplicando las regresiones medias de temperatura y flujo, y los límites inferior y superior no son en principio conocidos, pero si se obtienen multiplicando los límites inferior y superior de la temperatura por los límites superior e inferior del flujo respectivamente, pues hay que recordar que ambas variables son inversamente proporcionales, y para calcular el límite inferior del gasto se utilizó el límite superior de la temperatura y viceversa, por tanto dicha correspondencia debe ser la misma al multiplicarse para el cálculo de la potencia disponible. Los resultados pueden verse en la siguiente figura:

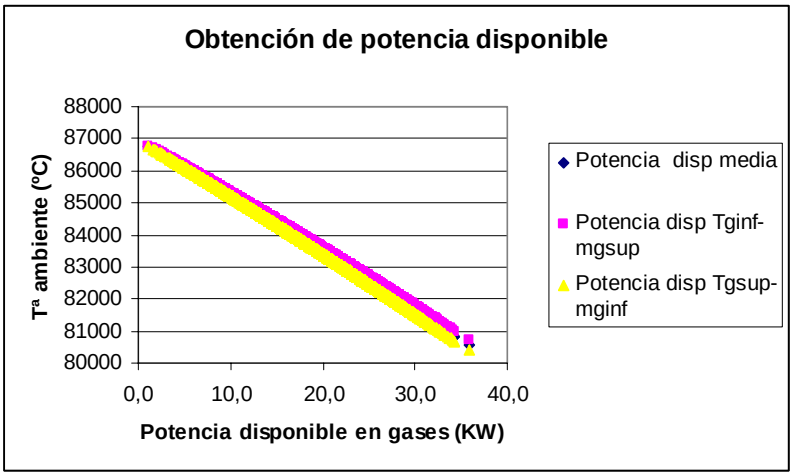


Fig 86. Representación de la potencia disponible y sus intervalos de confianza.

Lo primero a destacar es como a partir de dos variables con intervalos de confianza, se obtiene una nueva variable con intervalos mucho más reducidos como resultado de la combinación, de hecho la línea correspondiente a la potencia media queda prácticamente oculta por las otras dos que también se solapan entre sí. Esto se puede ver reflejado mejor si obtenemos las regresiones lineales de cada una de estas líneas:

Regresión media: W_{disp}= -179,1 Tamb+ 87080

Regresión inferior: W_{disp}= - 175,1 Tamb + 87075

Regresión superior: W_{disp}= - 183,6 Tamb + 87065

Para comprobar como son de parecidas estas ecuaciones, vamos a calcular los errores relativos que se cometen, por ejemplo a la temperatura ISO de 15ºC.

$W_{disp\ media}$ (15ºC)= 84392 KW.
$W_{disp\ inf}$ (15ºC)= 84310 KW.
$W_{disp\ sup}$ (15ºC)= 84448 KW.

Con estos valores el error relativo máximo sería:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{84448 - 84310}{84392} \times 100 = 0{,}164\%$$

Un error relativo máximo del 0,16%, es muy pequeño, y promete ser todavía más pequeño a temperaturas más bajas, como puede verse en la figura anterior donde las líneas están prácticamente solapadas, lo cual es todavía es mas interesante pues corresponde al rango de trabajo de temperaturas de admisión tras la instalación del sistema de enfriamiento. Por tanto y en vista de los resultados puede decirse que a partir de la combinación de dos variables con intervalos de confianza se ha conseguido una nueva variable sin incertidumbre en sus valores, lo que va a ayudar enormemente en la obtención del modelo de la caldera de recuperación. Por tanto en aproximación se tomará como válida la ecuación de la energía disponible media:

$$E_{disp}(KW) = -179{,}4 \cdot T_{amb} + 87080$$

Más adelante se comprobará si el tomar esta variable de entrada a la caldera es un acierto o no a la hora del modelado.
La otra variable de entrada es el consumo en aceite térmico, o la potencia que absorbe dicho aceite térmico en su proceso de calentamiento. De esta variable se dispone de los datos medidos horariamente en la hoja de datos “Filtrado definitivo de datos”, su forma original es en Gcal/h pero se puede pasar fácilmente a KW sin ningún problema.

Con las dos variables de entrada perfectamente definidas ya se puede proceder a obtener el modelo de la caldera.

14.2 . Ecuaciones de modelado.

El modelo de caldera, trata de obtener unas ecuaciones que proporcionen las salidas buscadas de la caldera en función de las variables de entrada, estas variables de salida son fundamentalmente la producción de vapor de media y alta presión, importantes para la valoración económica del sistema CTIAC.

El proceso para obtener las ecuaciones correspondientes será en primer lugar intentar una correlación entre la energía o potencia disponible en los gases de entrada y el consumo de dicha energía en la caldera. Estos consumos son principalmente tres, el vapor de alta, el vapor de media y el aceite térmico, en principio el consumo de aceite térmico es ya conocido pues es una de las variables de entrada, los otros dos pueden ser calculados a partir de los datos medidos horarios para ambas producciones de vapor de la siguiente forma.

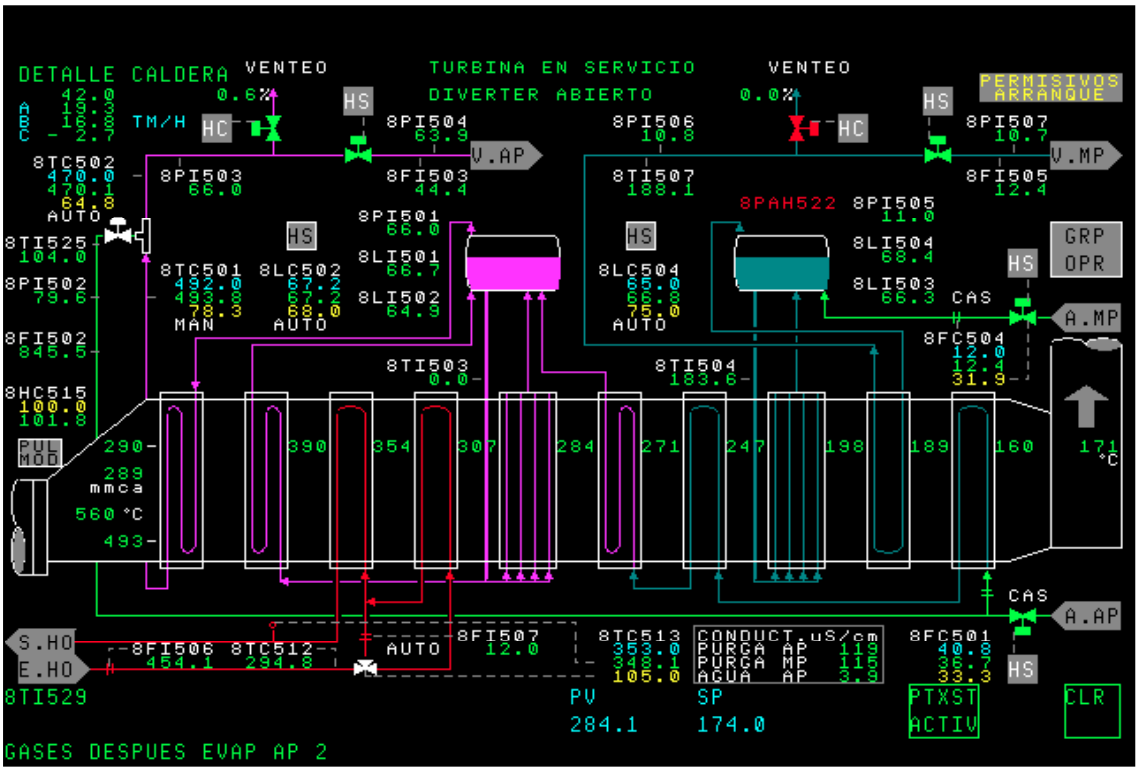
14.2.1. Cálculo de los consumos de vapor de alta y media.

El consumo de vapor de alta o de media se puede calcular fácilmente de la siguiente forma:

$$W_{vap} = m_{vap} \cdot (h_{sal} - h_{ent})$$

Los caudales de vapor producidos se pueden obtener directamente de los datos medidos, para las entalpías hay que tener en cuenta lo siguiente.

El esquema siguiente ya apareció en un apartado anterior de la memoria, pero se vuelve a presentar para entender más fácilmente cuales deben ser las condiciones de entrada y salida para las entalpías que queremos calcular.



Observando esta figura podemos seguir el circuito que sigue el vapor de alta presión, el agua a alta presión procedente del desgasificador alimenta a un economizador de alta presión y a la válvula atemperadora del vapor de alta sobrecalentado, a su vez el agua que entró en el economizador pasa a otros economizadores y después al calderín de alta presión, que a su vez alimenta a los evaporadores y al sobrecalentador, como se puede ver es un circuito relativamente complicado. Pero utilizar la expresión anterior para el consumo de vapor ya sea de alta presión o de media presión es relativamente fácil, pues podemos considerar toda la caldera como una caja negra con una entrada y una salida, simplificando bastante el cálculo.

Determinadas las condiciones de entrada y salida sólo queda calcular la entalpía a través de cualquier programa informático o tablas de vapor, de esta forma tendríamos:

Vapor de alta presión.

Condiciones de entrada: agua líquida a 104,5ºC y 79 kg/cm^2 (g) se obtiene una entalpía **h_{ent}=443,9 KJ/KgK.**

Las condiciones de temperatura y presión pueden verse en los datos medidos en el archivo "Filtrado definitivo de datos.xls", como ya se mencionaba estos valores no sufren apenas variación.

Condiciones de salida : vapor sobrecalentado a 478,3ºC y 65 kg/cm^2 (g) se obtiene una entalpía **h_{sal}= 3367 KJ/KgK.**

Vapor de media presión.

Condiciones de entrada: agua líquida a 104,5ºC y 13 kg/cm^2 (g) se obtiene una entalpía **h_{ent} = 439,38 KJ/KgK**.

Condiciones de salida : vapor sobrecalentado a 189 ºC y 10,5 kg/cm^2 (g) se obtiene una entalpía **h_{sal} = 2791,37 KJ/KgK**.

Con estos valores y los flujos de vapor medidos ya es posible estimar toda la potencia absorbida por la caldera, potencia que se toma de la potencia disponible en los gases de entrada pues es el único aporte energético que se realiza en la caldera, por tanto es posible realizar ya un balance del siguiente tipo:

$$W_{disp} = W_{vapalta} + W_{vapmed} + W_{aceite} + m_g Cp_g T_{chim} + P$$

Es decir la potencia disponible se invierte en el consumo de vapor y aceite en la caldera, y la diferencia existente se debe repartir entre los gases de salida y unas pérdidas en la caldera que aunque pequeñas pueden existir.

El término de la izquierda ya se ha obtenido como una función de la Tª ambiente, y por lo tanto está totalmente determinado. Sin embargo los de la derecha proviene todos de datos numéricos, y por lo tanto existe el riesgo de que el balance no se cumpla, es decir que en algunos momentos el término de la derecha sea mayor que el de la izquierda. Para comprobar esto se monta este balance en el archivo "Balance en caldera recup.xls", con los resultados siguientes.

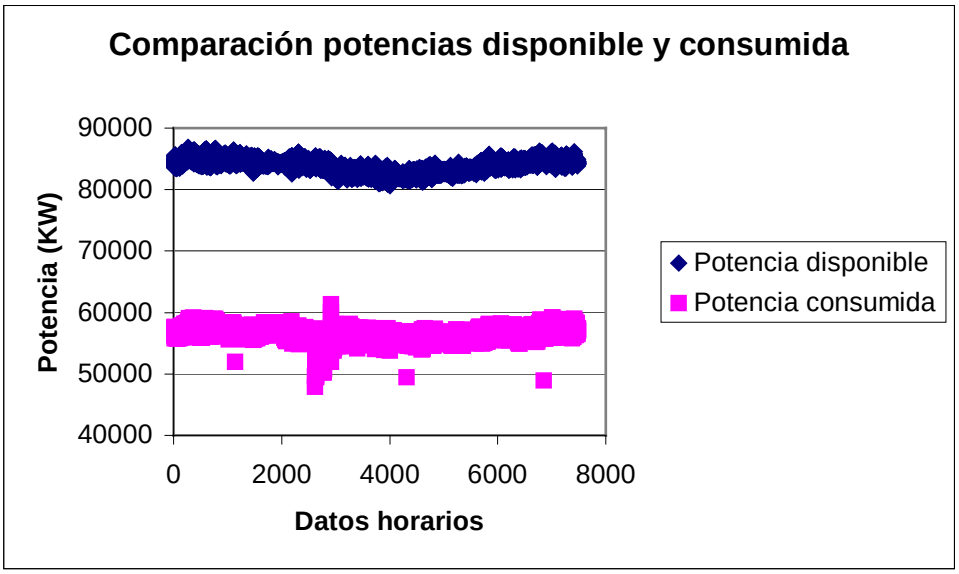


Fig 87. Comparación potencias disponible y consumida.

Observando esta figura pueden sacarse dos conclusiones, la primera es que al menos en todos los puntos la potencia consumida siempre es menor que la disponible, y por lo tanto parece que el balance se cumple siempre. Y la segunda es que se pueden observar una serie de puntos con comportamiento anormal en la potencia consumida, puntos que han escapado al filtrado inicial de datos que se realizó, pero que pueden ser filtrados ahora. Este filtrado se realiza en el mismo archivo anterior.

Una vez realizado el filtrado, se pueden representar los consumos que participan en el balance de la caldera en función de la potencia disponible, y observar las tendencias que se producen, los resultados aparecen en la siguiente figura:

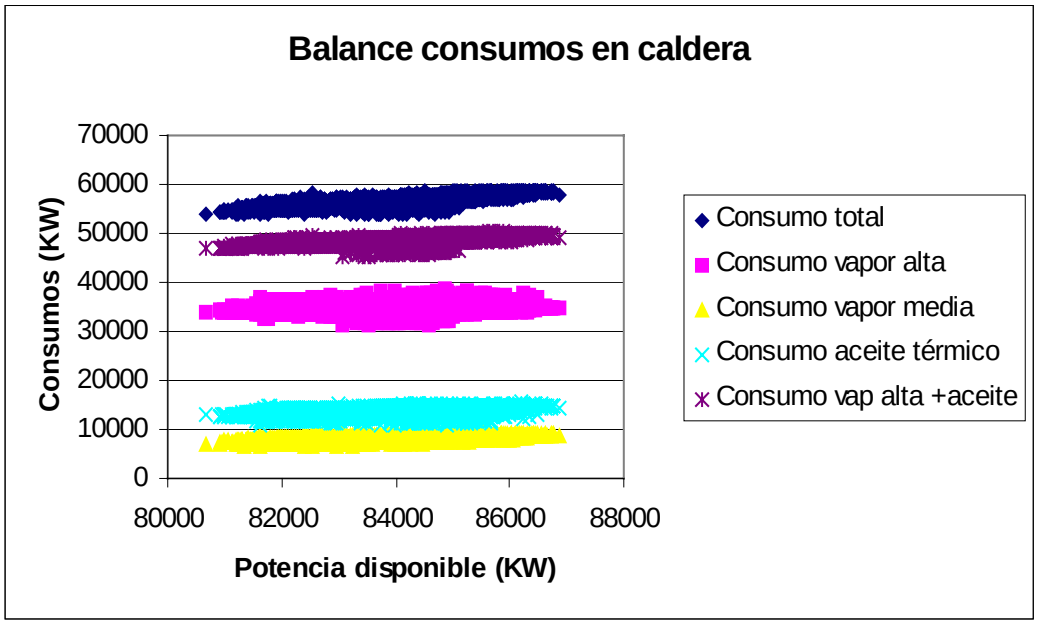


Fig 88. Balance consumos en caldera.

De la figura anterior pueden extraerse varias conclusiones, la primera es que el consumo total en la caldera tiene una tendencia creciente con la potencia disponible lo cual entra dentro de los parámetros lógicos y esperados. De igual forma se observa la misma tendencia con el vapor de media, aunque la variación de la producción del mismo es pequeña. Lo que es más difícil de explicar es la tendencia que presenta el vapor de alta, pues aunque la regresión de la nube de puntos es ligeramente ascendente, presenta una gran variación con la potencia disponible, la razón puede verse en el siguiente gráfico:

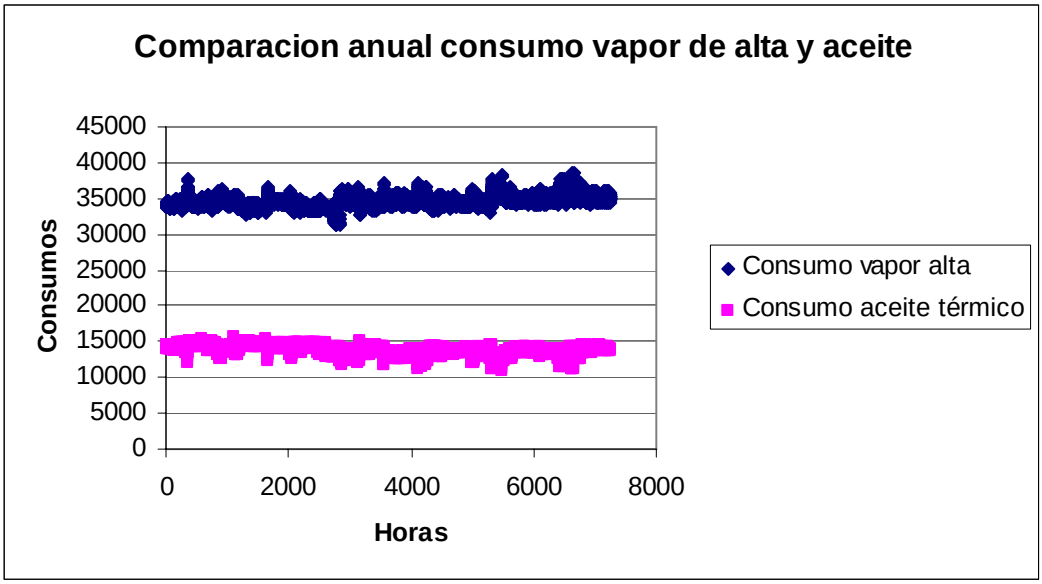


Fig 89. Comparación anual consumo vapor de alta y aceite térmico.

Se puede observar que existe cierta simetría entre ambas distribuciones, por ejemplo puntas de producción de vapor de alta corresponden a descensos en la demanda de aceite. Esta circunstancia es algo que ya se comentó anteriormente, el vapor de alta era más sensible al mayor o menor consumo de aceite térmico, siempre y cuando la potencia disponible sea suficiente.
Aunque el consumo de vapor de alta y de aceite por separado no son muy dependientes de la potencia disponible, la suma de ambas magnitudes si presenta dicha tendencia.

Tras estos análisis preliminares, ya pueden establecerse fácilmente las ecuaciones que rigen el modelo. Debido a las formas de los nubes de puntos, es recomendable correlacionar el consumo total y el consumo de vapor de media respecto a la potencia disponible. Obteniéndose las ecuaciones siguientes:

$$W_{cons.total}\,(KW) = 0{,}5993 \cdot W_{disp} + 6268{,}5$$

$$W_{vapmed}\,(KW) = 0{,}2339 \cdot W_{disp} - 11503$$

Por otra parte, el consumo de aceite se obtiene directamente de los datos medidos, pues era una de las variables independientes de la caldera. Por tanto sólo queda por calcular el consumo en la producción de vapor de alta, que se calcula por diferencia respecto al consumo total ya obtenido, es decir:

$$W_{vapalta} = W_{total} - W_{vapmed} - W_{aceite}$$

sustituyendo las expresiones ya obtenidas en función de la potencia disponible se obtiene:

$$W_{vapalta} = 0{,}5993 \cdot W_{disp} + 6268{,}5 - 0{,}2339 \cdot W_{disp} + 11503 - W_{aceite}$$

$$W_{vapalta} = 0.3654 \cdot W_{disp} + 17771{,}5 - W_{aceite}$$

Una vez tenemos estos resultados, cabe hacer algún tipo de comprobación, por ejemplo en la parte de la descripción del funcionamiento de la parte de aceite, se comentaba que existía una ley interna que relacionaba la potencia consumida por el aceite térmico con los flujos producidos de vapor de alta y media. Esta relación podía comprobarse en la fig 80.
En el mismo archivo “Balance en la caldera de recup.xls”, aparece esta comprobación que puede verse en la siguiente figura:

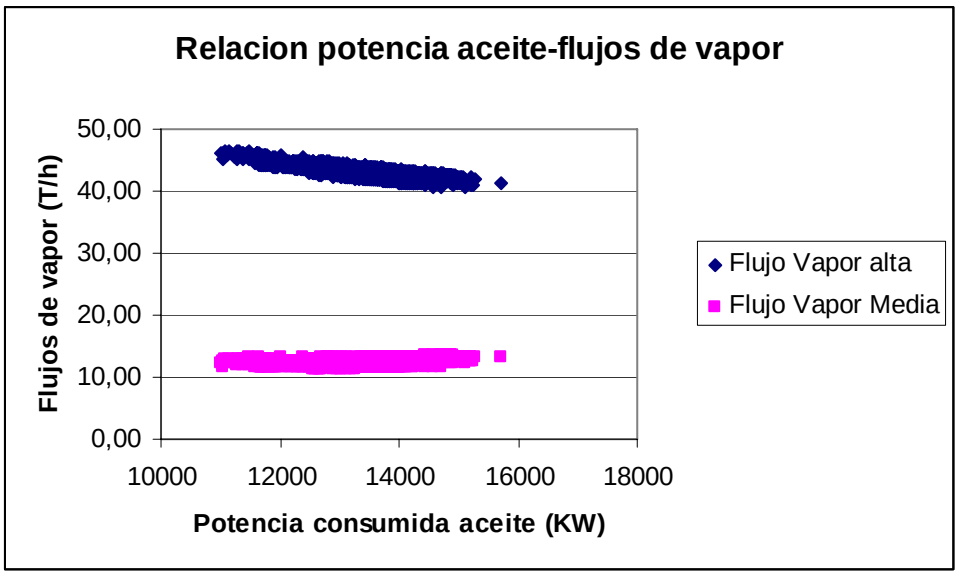


Fig 90 . Relación potencia consumida de aceite térmico –flujos de vapor

La interpretación de esta gráfica es simple, a medida que la potencia consumida por el aceite aumenta disminuye la producción de vapor de alta presión y aumenta ligeramente el vapor de media. Aunque la gráfica no es la misma que la fig --- , los resultados son análogos, en este caso la relación no es una recta perfecta pero las distribuciones son bastante uniformes.

14.2.2 Resumen de ecuaciones del modelo global.

A continuación y a modo de resumen aparecen las ecuaciones conjuntas que modelan el sistema completo.

TURBINA.

$$W(KW) = (42487{,}878 - 236{,}51 \cdot T_{Amb} - 0{,}256 \cdot T_{Amb}{}^2) \cdot F_{wabs}^{W} \cdot F_{Hf}^{W} \cdot F_{PC}{}^{W}$$

$$F_{wabs}^{W} = 1{,}00096 - 0{,}1519 \cdot wabs$$

$$F_{Hf}^{W} = \frac{100 + (10{,}524 - 3{,}466 \cdot \log H_f + 0{,}0837 \cdot \log H_f^2)}{100}$$

$$F_{PC}^{W} = 1 - \frac{0{,}015 \cdot \Delta inchH_2O}{4}$$

$$HR(KJ/KWh) = (2731{,}796 + 2{,}859 \cdot T_{Amb} + 0{,}064 \cdot T_{Amb}{}^2) \cdot 4{,}18 \cdot F_{wabs}^{HR} \cdot F_{Hf}^{HR} \cdot F_{PC}^{HR}$$

$$F_{wabs}^{HR} = 0{,}99777 + 0{,}35443 \cdot wabs$$

$$F_{Hf}^{HR} = \frac{100 + (-4{,}50628 + 1.31713 \cdot \log H_f + 0{,}01431 \cdot \log H_f^2)}{100}$$

$$F_{PC}^{HR} = 1 + \frac{0{,}005 \cdot \Delta inchH_2O}{4}$$

$$Tg(^oC) = 0{,}722 \cdot T_{amb} + 537{,}49 \pm 5{,}72$$

$$m_g(kg/s) = -0{,}4489 \cdot T_{amb} + 138{,}29 \mp 1{,}48$$

CALDERA.

$$W_{disp}(KW) = -179{,}4 \cdot T_{amb} + 87080$$

$$W_{cons.total}(KW) = 0{,}5993 \cdot W_{disp} + 6268{,}5$$

$$W_{vapmed}(KW) = 0{,}2339 \cdot W_{disp} - 11503$$

$$W_{vapalta}(KW) = 0{,}3654 \cdot W_{disp} + 17771{,}5 - W_{aceite}$$

El conjunto anterior representa el modelo completo de aquellas variables más importantes para el análisis de viabilidad del sistema, después podría obtenerse otras adicionalmente como por ejemplo la energía de escape con los gases por chimenea. Esto sería válido por ejemplo para la evaluación de la posibilidad de instalación de un chiller de absorción que utilizará este calor residual para la producción de agua caliente o vapor para el funcionamiento del absorbedor, pero no es de interés para el resto de aplicaciones prácticas, motivo por el que no se recoge en el conjunto de ecuaciones anterior. Si se desea su cálculo, simplemente habría que multiplicar el gasto de gases obtenido por las ecuaciones anteriores, por el Cp de los gases a la temperatura de salida y por la temperatura de salida por chimenea que aparece registrada en la colección de datos iniciales. Dado que el gasto de gases lleva asociado intervalos de confianza, se obtendrían también distintos valores de la energía de escape por chimenea, pero en aras de la seguridad sería conveniente utilizar el gasto de gases en su límite inferior, de esta forma es más probable que la temperatura final de los gases en chimenea sea un poco más alta de lo esperado, alejándose más del punto de rocío del ácido sulfúrico.

El último factor a considerar del conjunto de ecuaciones obtenido, es su rango de validez, sobre todo en lo que se refiere a su límite superior para la potencia que es capaz de dar el alternador y para la producción de vapor en la caldera. Para alcanzar esto límites la temperatura de admisión debería ser muy baja, de hecho por debajo de 0ºC, y ya sabemos que el sistema CTIAC se diseñará para alcanzar a lo sumo 7,2ºC. De todas formas aunque no se conocen los datos concretos de las capacidades máximas de potencia y de producción de vapor, si se dispone de valores de referencia para el funcionamiento en carga pico, por ejemplo a 4ºC se tiene una de potencia de 44270 KW y unas producciones de vapor de media y de alta presión de 14,7 T/h y 52,2 T/h respectivamente. Por tanto en el funcionamiento en modo base queda garantizado que la turbina y la caldera pueden trabajar perfectamente a rangos bajos de temperatura.

El paso siguiente es realizar el análisis de viabilidad para cada uno de los sistemas que se deseen estudiar. Básicamente todos deben presentar la misma estructura, es decir utilizar las ecuaciones anteriores para la evaluación anual del funcionamiento con el sistema CTIAC instalado y una evaluación económica posterior completa de la instalación de dicho sistema.

Para realizar esta evaluación económica se necesitan otros tipos de datos, como tipos de interés, precios de tarifas eléctricas del gas natural, valoración del vapor producido que se irán introduciendo y explicando a medida que se requieran.

15. Análisis de viabilidad de los sistemas CTIAC.

15.1. Introducción a los análisis de viabilidad de los sistemas CTIAC.

En los apartados siguientes se va a describir el proceso que se ha seguido para realizar los análisis de viabilidad de cada uno de los sistemas descritos anteriormente, en la aplicación al caso práctico que nos ocupa. Estos análisis se realizan en hojas de cálculo muy similares entre sí, pero en las que naturalmente existen pequeñas diferencias encaminadas a la caracterización particular de cada uno de los sistemas, pese a ellos la mayor parte de los cálculos son comunes, lo que supone una simplificación importante. La estructura básica de estas hojas de cálculo consiste en lo siguiente:

- Una primera parte en la que tratamos de evaluar las nuevas condiciones de temperatura y humedad del aire de admisión, tras la actuación de cada sistema. Esta evaluación puede ser mas o menos complicada dependiendo de la transformación psicrométrica que tenga lugar, más simple en el caso de sistemas evaporativos, y más complicada en el caso de chillers convencionales ya sean mecánicos o de absorción.
- Una vez conocidas las nuevas condiciones de salida del aire a su paso tras el enfriador, se evalúa el funcionamiento del conjunto turbina de gas y caldera de recuperación en las anteriores y en las nuevas condiciones del aire. De esta forma, es posible evaluar las diferencias existentes en términos de potencia, consumo de combustible, producción de vapor, etc, con la instalación del sistema CTIAC y sin él. Estas diferencias se traducen en una serie de beneficios y costes para los que hay que realizar un análisis económico para comprobar la bondad o no de la instalación.
- El análisis económico, se resume en el cálculo de las variables más importantes a fin de comparar unos sistemas con otros, las variables más significativas calculadas son el periodo de retorno de la inversión, el VAN (valor actual neto) y la TIR (tasa interna de retorno). Aunque podrían calcularse muchas más, para el propósito de un análisis de viabilidad estas tres son más que suficientes. Para realizar el análisis económico es necesario además conocer otros parámetros, como los precios de referencia de la electricidad, gas natural, vapor, etc.. y realizar además otro tipo de suposiciones e hipótesis que simplifican el sistema pero son inevitables para llevar a buen término los cálculos. Más detalles sobre el análisis económico pueden verse en el siguiente subapartado.

15.2. El análisis económico.

Para la realización del análisis económico es necesario introducir una serie de datos que hasta ahora no han aparecido, sobre todo referente a los costes o beneficios de la electricidad, gas natural, vapor, etc. Si se abre cualquiera de las hojas de cálculo donde aparecen análisis de viabilidad, la parte del análisis económico es la misma en todas las páginas, consta de una primera parte de evaluación de beneficios y costes de la operación del conjunto turbina-caldera con la instalación del enfriador. Uno de los elementos a destacar es el denominado factor de operación, este factor es un valor que representa al porcentaje de tiempo en que el conjunto turbina-caldera funciona a

lo largo del año, y que se ha tomado con un valor de referencia de 0,94, es decir de cada 100 días de funcionamiento, 6 el conjunto turbina-caldera se encuentra parado, ya sea por razones de mantenimiento anual u otros motivos, así todos los costes o beneficios de operación del equipo se encuentran multiplicados por este factor.

La evaluación anual de costes y beneficios se divide en 4 periodos, correspondientes a las revisiones trimestrales de las tarifas de gas natural. En este caso la empresa se encuentra en el grupo 1.2, correspondiente a presión de servicio superior a 60 bar y un consumo mayor a 200 millones de KWh anuales pero menor a 1000 millones. Las tarifas aplicables se pueden consultar en los BOE correspondientes a dichos periodos, que suelen ser en Enero, Abril, Julio, y Octubre. Unos de los aspectos a destacar es el incremento del precio del gas natural en el año 2005, pasando de los aproximadamente 14 €/MWh en Enero a 19 €/MWh en Octubre del mismo año, lo que supone un incremento muy importante que se está manteniendo en el año 2006, y que limita en cierta forma la rentabilidad de estos tipos de sistemas.

Mientras los costes asociados al incremento del consumo de gas natural son los mas importantes, existen otros que también deben tenerse en cuenta, entre ellos están los costes de agua potable, los costes de agua desionizada y los consumos parásitos de electricidad. El coste de agua potable sólo tiene que considerarse en un caso, y es el correspondiente al sistema evaporativo de medio húmedo, pues para el resto este consumo es despreciable aún en este caso dicho consumo tampoco llega a ser importante, pues el agua potable es barata y casi podría despreciarse de los cálculos cuando no existen problemas de suministro. Caso aparte es el agua desionizada, necesaria tanto para la producción adicional de vapor en la caldera de recuperación como para el funcionamiento del sistema de fog, su precio no sólo es considerable sino que hay que tener en cuenta la capacidad máxima de producción de agua desionizada, el tener que instalar nuevas cadenas para agua desionizada disminuye en exceso la rentabilidad del sistema de fog y se debería plantear el instalar un sistema diferente. En este caso la empresa tiene capacidad suficiente para cubrir la demanda del sistema de fog y la producción de más vapor, siendo la valoración del agua desionizada de unos 1,52 €/Tm. Hay que destacar que los costes asociados a este concepto sólo incluyen el consumo adicional de agua desionizada por parte del enfriador pero no por lo caldera de recuperación, ya que en el precio asignada a cada unidad de vapor ya está incluido los 1,52 € del coste del agua desionizada.

El último coste importante es el referente al consumo parásito eléctrico del sistema CTIAC, este consumo parásito no aparece como un coste en si, sino que se imputa directamente al beneficio eléctrico, es decir se resta previamente a la potencia neta obtenida a efectos de cálculo. Algo similar ocurre con el índice de autoconsumo, que supone el consumo de auxiliares de la turbina de gas, independientes al chiller pero que es de suponer que se incrementan proporcionalmente al aumento de la potencia neta obtenida, es decir si la turbina produce mas potencia es lógico pensar que los auxiliares también consumen más en una proporción parecida, este factor representa un porcentaje de autoconsumo eléctrico y por lo tanto sólo aparece multiplicando a la potencia eléctrica neta obtenida pero no al consumo parásito, su valor de referencia es de 0,9836, por lo que de cada MWh producido en bornas del generador, 0,117 MWh se autoconsume en el funcionamiento de la turbina de gas, independiente del consumo parásito asociado al enfriador de aire.

Una vez definidos los costes, vamos a describir los beneficios de operación obtenidos por el enfriador que comprenden principalmente la electricidad obtenida por el aumento de potencia, pero también el aumento de producción de vapor que a veces es injustamente olvidado pero puede ser de una cuantía importante, a veces de hasta un 20% del beneficio obtenido por electricidad.

El precio de la electricidad puede obtenerse de varias fuentes, a falta de mas información, OMEL (operadora del mercado eléctrico nacional), dispone de una amplia base de datos con datos anuales, mensuales, diarios e incluso horarios de precios de compra y venta de electricidad, que pueden emplearse cuando no se conocen los datos reales de la empresa, datos que en este caso si son conocidos. Hay que destacar que el cálculo de precio final por KWh no es fácil de realizar, depende de muchos factores como tipo de contrato, garantías de potencia, acogida a régimen especial (como es el caso de la cogeneración) y otros términos fijos que afectan al precio final, pero que no es relevante mencionar.

Para la aplicación práctica que nos ocupa se conocen los precios promedios mensuales durante el año 2005 que se pueden consultar en cualquiera de las hojas de cálculo de análisis de viabilidad, de esos promedios mensuales se han obtenido unos promedios trimestrales en equivalencia a los costes del gas natural, simplificando el cálculo enormemente. Esto puede realizarse de esta forma, mientras se esté operando en continuo con el sistema CTIAC, es decir el equipo funciona durante todo el día sin ningún tipo de discriminación horaria. Resulta evidente por tanto que esta metodología no puede usarse cuando esa discriminación horaria si es importante, por ejemplo cuando tenemos sistemas híbridos con chillers eléctricos y/o cuando disponemos de un sistema TES, en este caso no puede emplearse estos precios promedios trimestrales, pues se estaría valorando de igual forma todas las horas de funcionamiento. Por tanto para todos aquellos sistemas en los que consideremos que si es importante considerar las horas concretas en que funciona uno u otro equipo hay que obtener los precios de la electricidad de otra forma.
Aunque es posible de OMEL obtener los precios horarios para todo el 2005, resulta un trabajo arduo que aunque en aras de la exactitud en el primer año del análisis económico, no supone ningún beneficio en los años posteriores donde no sabemos exactamente cuales serán los precios, por tanto es razonable buscar otra forma más simplificada pero que a la vez cumpla con lo que se propone. Una buena opción, es tomar un día y sus precios respectivos, como representante de todos los días de ese mes, y hacerlo así para cada uno de los meses del año, esta es una forma razonable de representar la diferencias de precios horarias sin una carga de trabajo elevada.

Una vez establecidos los precios de referencia para la electricidad hay que obtener el último beneficio asociado a la operación el chiller que es la producción adicional de vapor de alta y media presión. La valoración del vapor es algo conflictivo en el sentido de que su precio puede variar según donde se aplique o cual sea el uso que se le de, en este caso el vapor se ha valorado al precio de exportación a una refinería donde se emplea, si antes de la colocación del chiller ya se exportaba parte del vapor producido en la caldera, es de suponer que el adicional obtenido gracias al enfriador también siga el mismo camino, y por tanto es perfectamente válido valorarlo a dicho precio. Los precios tomados siguen la siguientes fórmulas:

$$P_{vapormed}(€/Tm) = \frac{1{,}108 \cdot P_{comb} \cdot (664-15)}{0{,}86 \cdot 0{,}9} + A$$

$$P_{vaporalta}(€/Tm) = \frac{1{,}108 \cdot P_{comb} \cdot (670-15)}{0{,}86 \cdot 0{,}9} + A$$

donde:

- P_{comb} es el precio del combustible utilizado en la turbina en €/KWh_{PCS}.
- A es el precio del agua desmineralizada en €/Tm, en este caso 1,52 €.

Una vez definidos todos los costes y beneficios de operación del sistema es posible obtener la suma de ingresos parciales y gastos parciales para todo el año, en este punto, es posible añadir otro gasto anual que comprende el coste de mantenimiento anual del enfriador y los auxiliares asociados, pero no de la turbina de gas ni de la caldera de recuperación, aún cuando pudiera entenderse que el aumento de producción en los dos sistemas por causa del enfriador obligaría a un mayor mantenimiento de ambos. Si a los ingresos parciales le restamos los gastos parciales obtenemos el beneficio neto parcial de año, valor que se introducirá luego en la tabla de análisis económico. El último valor que se debe rellenar en esta pequeña tabla, pero fundamental es el costo inicial del sistema CTIAC, estos valores ya han aparecido en la descripción teórica de cada uno de los enfriadores, y pueden tomarse como referencias válidas, naturalmente lo ideal es introducir los precios directos de los fabricantes pero esto no siempre es posible.

La inversión inicial en el equipo, los gastos y beneficios anuales son valores de entrada a la tabla de análisis económico, pero existen otros muchos parámetros que se tienen que definir inicialmente, y que aparecen en columna bajo estos:

- Costo del capital, representa la tasa de interés que se podría obtener invirtiendo en otros negocios de la empresa y supone un límite inferior a la TIR que debe tener el proyecto. En este caso en particular se estima un costo del capital del 7,77%.
- La tasa de impuesto sobre la actividad económica es de un 33%, nada despreciable, y afecta a la diferencia entre el beneficio bruto y la amortización de la instalación.
- El valor residual, es el valor de la inversión después de la vida útil considerada al enfriador, el plazo impuesto es de 10 años, aunque es esperable que el equipo sea útil por más de ese plazo, de todas formas considerar un valor 0 del mismo es una opción conservadora.
- El periodo de amortización legal, es el plazo en el que se puede descontar lo amortizado a efectos de impuestos, para inversiones importantes como un enfriador puede ser fácilmente de 10 años, rara vez 15. Aunque en el caso de inversiones menores como serían un medio húmedo o un sistema de fog, un plazo de 10 años podría considerarse excesivo, siendo uno de 5 más normal.
- El periodo de devolución de capital es el límite máximo temporal que fijamos para la recuperación de la inversión, y determina el plazo temporal al que realizamos todos los análisis económicos, se ha fijado en 10 años. Aunque pueda parecer excesivo para sistemas de fog o medio húmedo, se ha realizado así para poder comparar todos los sistemas entre si.
- Las variaciones de ingresos y gastos anuales son los porcentajes previstos de incremento de los precios de los productos obtenidos así como de los gastos. Se han tomado iguales a 2,9 el IPC previsto anual, aunque podrían ser diferentes si disponemos de información precisa al respecto. De todas formas como es realizar hipótesis sobre un futuro no se comete un gran error al suponerlo de esa forma.
- La TIR y el tiempo de retorno son parámetros que hay que obtener de la tabla y rellenar a mano. El tiempo de retorno es el plazo temporal en el que la suma de los flujos actualizados de caja es mayor que la inversión inicial, en ese momento hemos pagado la inversión inicial, no hace falta rellenarlo

exactamente sólo tener una idea orientativa. Por otra parte la TIR, es la tasa de interés que hace que el VAN sea 0, hay que ir aumentando o disminuyendo a mano ese valor hasta que el VAN indicado en la tabla sea aproximadamente nulo. A efectos económicos son más interesantes aquellas opciones con plazos de recuperación bajos y TIR altas, superiores al costo de capital.

- El VAN es un parámetro que nos indica el valor presente de los beneficios obtenidos una vez pagada la inversión inicial, naturalmente este no será el beneficio final obtenido al final del periodo considerado, pues traduce los beneficios de flujos de caja a valor presente, pero representa un parámetro para obtener la bondad o no de una inversión a un periodo y tasa de interés fijas. Es interesante que el VAN sea positivo y cuanto más alto mejor.

El estudio económico supone la obtención de los parámetros arriba descritos, y que nos permiten realizar comparaciones entre unos enfriadores y otros. Naturalmente para esta comparación se necesita que el horizonte temporal del análisis económico sea el mismo para todos los equipos, horizonte que se ha establecido en 10 años, un periodo razonable para la amortización de este tipo de equipos, en especial de chillers de elevado tamaño, con lo que cabe la consideración si este plazo temporal es apropiado para los equipos evaporativos de menor inversión inicial y menor periodo de retorno, sin duda no es así, para estos equipos habría que considerar un plazo no superior a los 5 años y recomendado de 3, pero para poder realizar las comparaciones no hay mas remedio que tomar los 10 años para todos los equipos.

En los siguientes apartados se explica paso a paso como se realiza cada análisis de cada equipo en particular, aunque la base es común para todos existen pequeñas diferencias asociadas que deben considerarse. El resultado será la obtención de los parámetros económicos pertinentes con el fin de evaluar y compararlos con los de otros equipos.

15.3. Estudio de los sistemas evaporativos de medio húmedo.

El estudio del sistema con la instalación de un medio húmedo es el más simple de todos los sistemas CTIAC, pues estos equipos como ya se ha visto trabaja de una forma muy constante y no presenta especiales complicaciones.

La principal característica de un medio húmedo es su efectividad, que tal y como se vio en la primera parte del proyecto tiene la siguiente expresión:

$$Efectividad = \frac{T_{1DB} - T_{2DB}}{T_{1DB} - T_{1WB}} = \frac{T_{1DB} - T_{2DB}}{DBH}$$

Donde:

- T_{1DB} es la temperatura de bulbo seco del aire de entrada.
- T_{2DB} es la temperatura de bulbo seco del aire de salida (tras el enfriamiento evaporativo)
- T_{1WB} es la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a las condiciones del aire de entrada.

En este caso se va a tomar un medio húmedo con una efectividad estándar de 0,88.

En el archivo “Medio humedo.xls” se evalúa el funcionamiento de la planta con un sistema de medio húmedo como el propuesto. El proceso seguido en dicho archivo es el siguiente:

1. Se fija una efectividad del medio, que normalmente está entre 0,85-0,93, por tanto podría realizarse un proceso de optimización buscando que efectividad proporciona un resultado más óptimo, pero para esto debería conocerse muy exactamente la relación entre efectividad y coste del equipo.
2. Con los datos ambientales, temperatura exterior o de aspiración puede obtenerse la temperatura de bulbo húmedo, recurriendo a diagramas psicrométricos, pero debido a la gran cantidad de puntos existentes (8760) es mejor utilizar un programa que calcule dicho valor automáticamente.
3. La depresión de bulbo húmedo o DBH es la diferencia entre la temperatura de aspiración y la temperatura de bulbo húmedo, y supone el enfriamiento máximo que podemos aportar con el sistema medio húmedo en cada instante. El salto efectivo es lo mismo que el DBH pero aplicando restricciones de funcionamiento, por ejemplo el medio húmedo no funcionará cuando la temperatura de aspiración sea menor a 10ºC, por tanto para dichos puntos es como si la DBH fuera 0.
4. La temperatura final tras el medio es la temperatura hasta que se logrará enfriar el aire de admisión, y se obtiene mediante aplicación directa de la fórmula de la efectividad.
5. A continuación se evalúa la humedad absoluta del punto de salida del medio húmedo, con el fin de saber que cantidad de agua ha incorporado el aire de admisión. Al multiplicar de gases sabremos el flujo total, pero no directamente el consumo de agua, pues hay que recordar que existe también un consumo de agua en términos de caudal de purga, que es de un 20% del caudal evaporado.
6. A continuación se evalúa el funcionamiento de la planta antes y después de la instalación del sistema de medio húmedo. Hay que tener en cuenta que un sistema de medio húmedo genera una pérdida de carga en la admisión que disminuye la potencia obtenida y aumenta el consumo de combustible.
7. La última parte corresponde al análisis económico del sistema evaluando los costes y los beneficios asociados. Para este sistema no se dispone de precio de fabricantes, por lo que hay que estimarlo a través de los valores aproximados que se indicaban en la parte teórica del proyecto unos 2300 €/MW en condiciones ISO, como la turbina tiene una potencia ISO de 37 MW, se obtiene un coste inicial de unos 85.100 € aproximadamente. Asimismo hay que estimar cual va a ser el consumo eléctrico parásito del equipo, entre 0,3-0,5% de la potencia extra obtenida, pudiéndose tomar un valor medio como 0,4%. Por último no hay que olvidar introducir el coste del agua potable que se puede tomar por 0,4 €/m^3.
8. Una última cuestión a tener en cuenta son los costes de mantenimiento de los equipos especialmente en lo referente al propio medio húmedo. Como ya se comentó en el apartado teórico, una forma de considerar el reemplazo del medio húmedo es considerar un 10% del coste de adquisición inicial como gasto de mantenimiento del mismo.

A continuación puede realizarse el análisis económico a fin de realizar la comparación con el resto de equipos, para más detalles sobre el análisis económico, puede acudirse al archivo antes mencionado “Medio humedo.xls”. Los resultados obtenidos son los siguientes:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)
MED HÚMEDO	74.000	192.416	151.318	41.098	cerc a 3	40,5	146.642

15.4. Estudio de los sistemas de Fog.

El análisis de viabilidad de un sistema de fog es muy similar al realizado para un sistema de medio húmedo. Las diferencias fundamentales en cuanto a operación radican en la efectividad del equipo, las pérdidas de carga y los consumos parásitos del sistema. Para ver estas diferencias con mayor detalle, se puede acudir al capítulo 4 de la parte de análisis teórico de los sistemas CTIAC.

El sistema de fog, es el único que se ha estudiado realmente para esta planta de cogeneración, de dicho estudio se posee una oferta que aparece en los anexos del proyecto, y del que luego se realizarán algunos comentarios.

Como ya se ha estudiado, un sistema de fog está constituido por una parrilla de inyectores que inyectan agua a alta presión. Esta parrilla está formada por un número de etapas de iguales características, y cada una de ellas proporciona un salto determinado de temperatura para el enfriamiento del aire. Por tanto lo adecuado es realizar un proceso de optimización, en la que se estudie sucesivamente el funcionamiento del sistema con la inclusión de cada etapa.
Este control por etapas supone de antemano que se instala una parrilla con inyectores de impacto, mucho más económicos que los inyectores ultrasónicos.

En los archivos “Sistemas de fog1.xls” a “Sistemas de fog9.xls”, se evalúa el funcionamiento de la planta, con sistemas fog desde una sola etapa hasta nueve etapas iguales, cada una con un enfriamiento efectivo de temperatura de 1,6ºC.

El proceso que se sigue en cada uno de los archivos anteriores es el siguiente:

1. Establecer el número de etapas, en este caso sucesivamente desde 1 hasta 9.
2. Con los datos ambientales, temperatura exterior o de aspiración puede obtenerse la temperatura de bulbo húmedo, recurriendo a diagramas psicrométricos, pero debido a la gran cantidad de puntos existentes (8760) es mejor utilizar un programa que calcule dicho valor automáticamente.
3. La depresión de bulbo húmedo o DBH es la diferencia entre la temperatura de aspiración y la temperatura de bulbo húmedo, y supone el enfriamiento máximo que podemos aportar con el sistema de fog en cada instante. El salto efectivo es lo mismo que el DBH pero aplicando restricciones de funcionamiento, por ejemplo el sistema de fog no funcionará cuando la temperatura de aspiración sea menor a 10ºC, por tanto para dichos puntos es como si la DBH fuera 0.
4. Para el cálculo de las CDH se necesita determinar cuantas etapas van a estar en funcionamiento, para ello se divide el salto efectivo entre el salto de cada etapa , en este caso 1,6ºC, y nos quedamos con la parte entera. Este número constituye el número de etapas posibles que pueden funcionar, a continuación se comparan con el número de etapas instaladas, si el número de etapas posibles es igual o menor que las instaladas, entonces el número de etapas

activas es igual a las posibles (que tal y como se han definido pueden ser 0). por otra parte si el número de etapas posibles es superior a las instaladas, el número de etapas activas es igual a las instaladas.

5. Las CDH ("Cooling degree hours") o grados-hora de enfriamiento, son los grados disminuidos por el sistema de fog por las horas en que se producen dichos enfriamientos. Hay que destacar que las CDH no tienen que ser iguales a los DBH, de hecho lo normal es que no lo sean. Dado que el control se realiza por etapas las CDH son siempre un múltiplo de las etapas activas.
6. Restando a la temperatura inicial de aspiración las CDH obtenidas para cada punto, puede obtenerse la temperatura final a la que el sistema de fog ha conseguido enfriar el aire.
7. Posteriormente se evalúa que caudal de agua desionizada incorpora el sistema de fog en la corriente de aire. Determinarlo es fácil, como el enfriamiento sigue la línea de enfriamiento adiabática, y conocemos el punto inicial del aire, y la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a cada punto, sólo hay que plantear una recta y determinar la humedad del punto final de enfriamiento que no tiene porqué estar saturado. La diferencia de humedades absolutas multiplicada por el gasto másico de gases es el agua introducida por el sistema de fog.
8. A continuación se evalúa el funcionamiento de la turbina de gas y la caldera antes y después de la instalación del sistema de fog. A fin de poder comparar entre los estados inicial y final.
9. Finalmente se establece un balance económico calculando los beneficios obtenidos y los costes asociados al sistema de fog.

Como para el sistema de fog se dispone de una oferta concreta realizada por Meefog, se han utilizado los valores de referencia que allí se indican, tanto para el consumo parásito del sistema como para el coste inicial del equipo.

Realizando el análisis económico para los equipos de fog desde una etapa hasta las nueve, se obtienen los siguientes resultados:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)
FOG 1 ETAPA	18.333	93.540	70.546	22.994	lig > 1	87,6	99.641
FOG 2 ETAPAS	30.666	139.764	109.873	29.891	aprox 1,5	69	124.311
FOG 3 ETAPAS	43.000	162.136	130.015	32.121	lig>2	53,85	125.928
FOG 4 ETAPAS	55.333	172.396	140.477	31.919	lig<3	42	115.523
FOG 5 ETAPAS	67.667	176.768	146.266	30.521	aprox 3,5	33	99.209
FOG 6 ETAPAS							
FOG 7 ETAPAS							

Como puede comprobarse no hace falta realizar los cálculos, para los sistemas de fog de 6 a 9 etapas. Ha llegado un momento en que el beneficio bruto anual empieza a disminuir así como el VAN, lo que es indicativo de que el aumento de etapas no se

traducen en un aumento de beneficios, es decir se está sobredimensionando el sistema innecesariamente. Si nos fijamos en la oferta de MEEFOG que aparece en los anexos, ofertó un sistema de fog de 15,4ºC de enfriamiento máximo, lo que suponen un total de 9 etapas, lo que a todas luces resulta innecesario.
Por tanto sólo queda decidir cuales de los sistemas de fog es el más óptimo, considerando los 3 parámetros económicos obtenidos (periodo retorno, TIR, VAN). Resulta más óptimo el sistema de Fog de 2 etapas, que aparece en rojo en la tabla anterior.

15.5. Estudio de los chillers mecánicos.

Si bien el estudio de los equipos evaporativos resulta bastante fácil, los chillers en general presentan ciertos problemas a la hora de obtener de forma detallada su funcionamiento completo, sobre todo a la hora de obtener las condiciones finales de humedad y temperatura de cada uno de los puntos considerados. La dificultad proviene del intento de representar la evolución de los puntos horarios según un diagrama psicrométrico utilizando una página de Excel. El proceso seguido en cualquiera de las hojas de cálculo se describirá a continuación, pero antes hay que explicar cual es la base seguida a la hora de calcular la evolución final de cada punto.

El proceso principal consiste en dividir todos los puntos horarios del año en zonas, esto se hace considerando que puntos en zonas diferentes tendrán formas de evoluciones diferentes, y por lo tanto se deberán calcular aparte de otros puntos, en un proceso que se denomina discriminación. Para entender apropiadamente este proceso, vamos a recurrir al siguiente diagrama psicrométrico, donde aparecen representadas cada una de las mencionadas zonas:

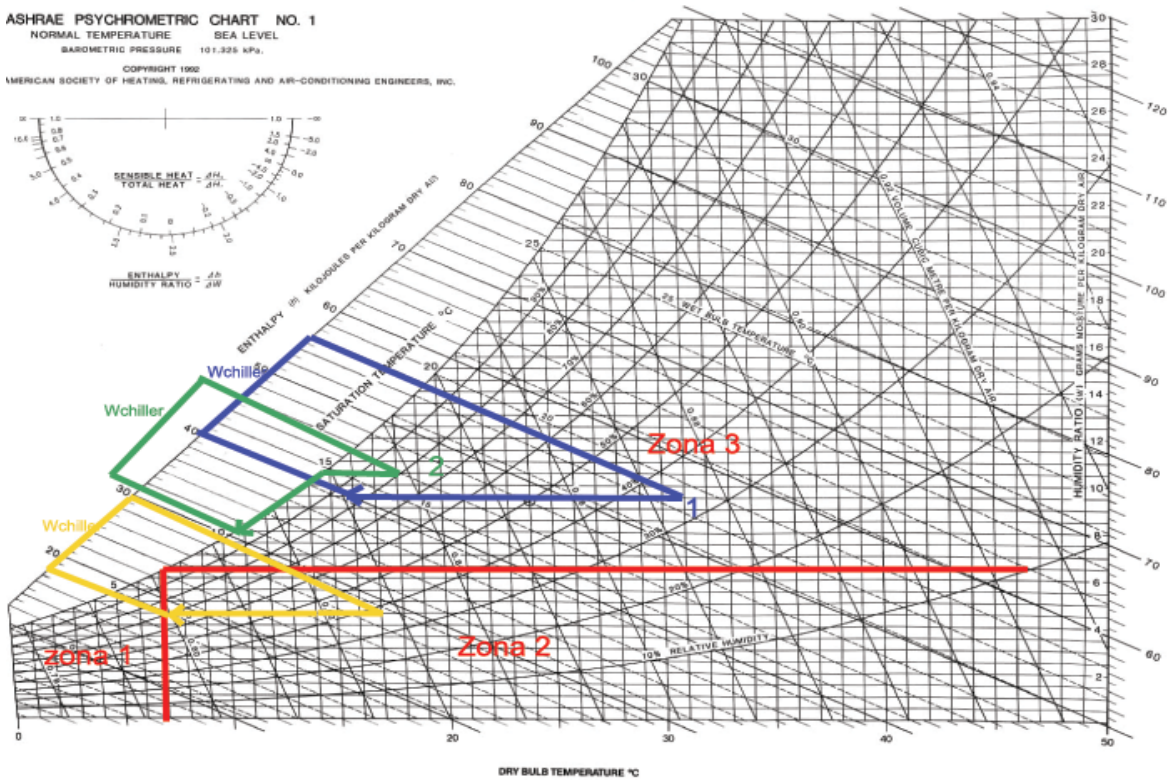


Fig.91. Representación de zonas de cálculo y evolución de los puntos en las mismas.

En el diagrama psicrométrico anterior pueden distinguirse tres zonas, delimitadas por dos líneas de color rojo, una pertenece a una línea de temperatura seca constante, y otra a una línea de humedad constante, la primera viene determinada por la temperatura límite de enfriamiento del chiller, en el caso de chillers mecánicos de 7,2ºC y para chillers de absorción puede ser de 10ºC, mientras que la segunda línea corresponde a una línea de humedad absoluta constante e igual a la humedad absoluta del punto con Tª seca igual a la límite y saturado. Con estas dos líneas el diagrama queda dividido en tres zonas. La zona 1 corresponde a todo el área que queda a la izquierda de la temperatura límite, es decir todos los puntos con Tª seca inferior a la límite no se ven afectados, es decir el chiller no debe enfriar el aire mientras éste se encuentra por debajo de la temperatura límite consignada, por lo tanto las condiciones finales de cualquier punto de la zona 1 son las mismas que las iniciales tanto en humedad como temperatura.

Las zonas 2 y 3 son aquellas en las que la temperatura del aire está por encima de la límite y por lo tanto pueden ser enfriados por el chiller. La diferencia radica en la humedad absoluta de los puntos de las zonas 2 y 3, los primeros tienen una humedad inferior a la indicada y los segundos superior, esto hace que la evolución sea completamente distinta, los puntos de la zona 2 como puede apreciarse en la figura, solo evolucionan según una línea de humedad absoluta constante, es decir sólo consumen potencia sensible pero no latente ya que no pueden llegar nunca a la saturación, su límite está justo a la temperatura límite consignada, aunque si la potencia de enfriamiento del chiller no es suficiente, también es posible que la temperatura final sea inferior a la límite, aunque la forma de evolución sigue siendo la misma. Por tanto obtener las condiciones finales de todos aquellos puntos que se encuentran en la zona 2 es muy simple sólo hay que seguir el siguiente procedimiento:

1. Dado un punto de condiciones iniciales (T_i, w_i) y una potencia del chiller seleccionada W. Es posible calcular la potencia máxima de enfriamiento que se le podría a cualquier punto inicial, ya que:

$$W = m_{aire}(T_{\lim}) \cdot Cp_{aire} \cdot (T_i - T_f)$$

Por tanto de esta expresión podría obtenerse la temperatura final del aire T_f cuando se le enfría una potencia igual a la disponible del chiller. Si $T_f > T_{lim}$, entonces el chiller no ha sido capaz de enfriar todo el aire de entrada hasta la temperatura límite, y T_f es efectivamente la temperatura final de enfriamiento. Si por el contrario $T_f < T_{lim}$, entonces el chiller proporciona más potencia de la necesaria, y no podemos dejar que enfríe mas allá de la temperatura límite, siendo esta por tanto la temperatura final del aire.

Para el cálculo de T_f se ha considerado un gasto calculado con las expresiones ya obtenidas anteriormente, calculado a partir de T_{lim}, esto es más razonable cuando la potencia del chiller es suficiente para alcanzar la temperatura límite, pero cuando no sucede esto y la $T_f > T_{lim}$, entonces sería razonable tomar dicho gasto como función de la temperatura final, lo que llevaría a un proceso iterativo para cada punto en esta situación. Desde luego realizar estos procesos iterativos no es adecuado por la excesiva pérdida de tiempo, por lo que considerar siempre el gasto para T_{lim} resulta adecuado en tanto en cuanto, dicho gasto es el mayor posible y por lo tanto se obtiene unos gradientes de enfriamiento los más pequeños posibles, lo que constituye una opción conservadora.

Respecto a la humedad de los puntos de salida no hay que decir gran cosa, como la evolución de todos los puntos de la zona 2 es a humedad absoluta consante, conocida

la humedad inicial sabemos la final, y por lo tanto los puntos están perfectamente definidos.

El cálculo de las condiciones finales de todos los puntos pertenecientes a la zona 3 (que son la mayoría), es ligeramente más complicado que en el caso anterior. Tal y como se ve en el diagrama psicrométrico de la figura anterior, existen dos formas diferentes de evolución. La de un punto tipo 1, en el que la potencia del chiller no es capaz de enfriar dicho aire hasta llevarlo a la línea de saturación, y otro punto 2 en el que dicha potencia es capaz de llevar el punto inicial hasta la saturación y seguir enfriándolo más todavía siguiendo dicha línea. Esto hace que dentro de la zona 3 haya que distinguir dos subzonas, la 3-1 y la 3-2 para cada una de los dos tipos de evoluciones descritas.

La forma más sencilla de distinguir entre que puntos pertenecen a una subzona u otra para una potencia de chiller concreta, es calcular previamente la temperatura de saturación a la humedad absoluta del punto de entrada. Y ahora realizar un proceso similar al de los puntos de la zona 2, es decir comparar la potencia del chiller con la necesaria para llevar el punto de las condiciones de entrada hasta la saturación. Si la del chiller es mayor, entonces dicho punto puede enfriarse más allá de la saturación y estamos con un punto de la subzona 3-1. Si ocurre lo contrario, el punto evoluciona según una línea de humedad constante sin llegar a saturarse, y la temperatura final del aire se obtiene de un balance como el de la zona 2, donde en este caso el gasto se calcula a la T_{sat} calculada ya que es la condición más desfavorable y por lo tanto más conservadora.

Todo punto que pertenezca a la zona 3 pero no a la subzona 3-1, es evidente que pertenece a la subzona 3-2, y por lo tanto su forma de enfriamiento es tal y como se ve en la figura anterior para un punto 2. Por tanto ya sabemos que para esos puntos una de sus condiciones finales es saturado, por lo que solo resta obtener su temperatura final. Para ello hay que calcular la entalpía final del aire de dichos puntos que se puede obtener fácilmente pues conocemos la entalpía del aire de entrada y la potencia máxima que puede entregar el enfriador, como gasto resulta apropiado considerar un promedio entre la temperatura de saturación en las condiciones de entrada y la temperatura límite de enfriamiento consignada. Una vez conocida la entalpía final y que el punto de salida está saturado, es posible obtener la temperatura del punto de salida utilizando un diagrama psicrométrico o un programa como el EES que nos permita realizar dicho cálculo de forma automática. Una vez obtenida esa temperatura hay que compararla con la Tª límite, si es inferior la temperatura final es la propia límite, si es superior pues esa es la temperatura final del aire.

En este caso también es necesario calcular la humedad absoluta del aire final, cosa que se puede hacer también fácil pues ya conocemos la temperatura final y que el punto está saturado.

Para ver este proceso de forma más detallada puede verse en uno de los archivos de Excel donde aparezcan cualquier chiller, en su primera página “Param entrada”. Esta página se encarga de generar las condiciones de salida del aire necesarias para la evaluación económica del sistema que se realiza en la segunda página.

De esta primera página hay que destacar los siguientes aspectos:

- Todos las celdas o columnas recuadradas en amarillo, hay que rellenarlas manualmente u obtenerlas mediante cálculos externos a la hoja de cálculo, por

ejemplo propiedades psicrométricas que se obtienen de otros programas como el EES. Una lista de estos valores a introducir manualmente son:

1. Temperatura límite consignada, fijada en 7,2ºC para chillers mecánicos y en 10ºC para chillers de absorción.
2. Potencia seleccionada del chiller en RT, este valor se ira variando para optimizar el análisis económico para cada tipo de chiller.
3. Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura límite. Esta humedad es fundamental pues determina la separación entre las zonas 2 y 3 descritas anteriormente.
4. Temperatura de saturación a humedad absoluta de entrada. Este cálculo es necesario para determinar que puntos pertenecen a la zona 3-1. Se obtiene mediante EES calculando la temperatura del aire saturado a la humedad absoluta indicada. Afortunadamente este cálculo sólo depende de las condiciones de entrada y no de la potencia del chiller o su tipo, por tanto sólo hay que hacerlo una vez para todos los chillers.
5. Entalpía del aire en las condiciones de entrada. Se calcula simultáneamente con la propiedad anterior, por lo que solo hay que calcularlo una vez si las condiciones ambientales anuales no varían. Se utiliza para determinar el punto de entalpía final del aire.
6. Temperaturas finales de los puntos de la zona 3-2. Una vez se calcula la entalpía final de todos los puntos de la zona 3-2, puede obtenerse la temperatura utilizando dicha entalpía y el hecho de que todos los puntos terminan saturados. En esta columna no se introduce discriminación de los puntos que si se introduce en la siguiente columna para eliminar todos aquellos puntos pertenecientes a otras zonas. Estos valores como el siguiente de humedad se deben recalcular cada vez que variamos la potencia seleccionada del chiller ya que dependen de la entalpía final del aire.
7. Humedad absoluta aire de salida de los puntos de la zona 3-2. Se calcula simultáneamente al parámetro anterior.
8. Entalpía de los puntos de salida. Es el cálculo de la entalpía del aire en las condiciones finales para todos los puntos unificados de todas las zonas. Se utiliza para determinar el consumo demandado del chiller sobre su potencia máxima.

Los salidas fundamentales de está página aparecen recuadradas en rojo y son las entradas fundamentales para el inicio del análisis de funcionamiento y económico de la segunda página. Estas salidas son naturalmente las condiciones de salida del aire tras el enfriador (temperatura y humedad) y la potencia demandada al chiller, que naturalmente debe ser siempre inferior a la máxima.

La página de análisis económico es prácticamente igual a las vistas en los sistemas evaporativos, se evalúa las diferencias de funcionamiento entre el sistema sin y con chiller, y en función de dichas diferencias se realiza el análisis económico. Existen aún así pequeñas diferencias que se mencionan a continuación:

1. Hay que introducir manualmente dos nuevos valores que influyen en el funcionamiento del sistema, como son la pérdida de carga que origina el chiller y su COP (en KW/RT), valores de referencia pueden obtenerse en la parte teórica para cada tipo de chiller.
2. En la parte de resultados comparativos se introduce el consumo de energía adicional necesario cuya naturaleza variará según el tipo de chiller (electricidad, vapor, gas natural..). Asimismo se incluye una columna para la

estimación del consumo parásito. Para el cálculo de ambas columnas se necesita tanto el COP, la estimación de consumo parásito de auxiliares y la demanda real en RT sobre el chiller que era una de las salidas de la primera página (recuadrada en rojo).

3. A efectos de comparación de chillers en cuanto a funcionamiento se introduce una celda denominada, factor de demanda cubierta, que representa que porcentaje de la demanda total según condiciones de entrada cubre el chiller seleccionado.
4. Para el cálculo del parámetro anterior y para la estimación de los costes de mantenimiento se calculan las EFLH u horas equivalente de funcionamiento.

Una de las circunstancias a destacar, es que el consumo de energía para la activación del chiller se calcula a través del COP a plena carga y no usando el IPLV/NPLV, como se comentó en la parte teórica correspondiente. Esto se hace así por dos motivos, el primero por desconocimiento simultáneo de ambos parámetros, y el segundo porque considerar el COP como constante para todo el rango de funcionamiento maximiza el consumo del chiller lo que desemboca en resultados conservadores, esto es así porque tal y como se ha mencionado anteriormente, el NPLV a cargas parciales mejora respecto al COP a plena carga.

En los subapartados siguientes se procederá a la optimización de los chillers mecánicos, en las tres formas estudiadas : eléctricos, a vapor y a gas. El proceso será ir variando la potencia del chiller de 250 en 250 RT y realizando para cada valor el análisis económico pertinente. La potencia máxima del chiller viene dada en la página de parámetros de entrada en la columna potencia máxima de enfriamiento, apareciendo el valor máximo debajo de la leyenda e igual a unas 2500 RT, este valor sólo es función de las condiciones de entrada, por lo que se puede tomar como referencia para todos los estudios de chillers. Naturalmente nunca se va a tener que estudiar un chiller de 2500 RT, con un 100% de seguridad estamos sobredimensionando el sistema y perdiendo rentabilidad. A medida que se vaya aumentando el tamaño del chiller en esos saltos de 250 RT, llegará un momento en el que el sistema esté sobredimensionado y la rentabilidad baje, esto se puede detectar a través de los parámetros del análisis económico, pero también a través del factor de demanda cubierta, cuando dicho valor empieza a subir poco respecto al anterior, es síntoma de sobredimensionado del sistema.

15.5.1. Optimización de chillers eléctricos.

El proceso de análisis económico de un chiller eléctrico será igual que cualquiera de los siguientes chillers aislados, tan sólo hay que tener en cuenta una serie de valores de referencia y circunstancias:

1. Se toma un COP de referencia de 0,65 KW/RT.
2. Una pérdida de carga estándar de 1,5 inchw.
3. Un consumo de auxiliares de 0,16 KW/RT.
4. Tanto el consumo de auxiliares como el de accionamiento del chiller eléctrico se valora a precio de venta y no de compra, pues se considera como merma de producción de potencia.

5. Se ha considerado un coste fijo del sistema de 870€/RT más un plus del 15% en concepto de transporte, impuestos, y en de aumento de equipo de transformación necesario.
6. El coste de mantenimiento anual es igual a 0,005€/RT-h, con un incremento del 5% en concepto del mantenimiento del centro de transformación.

El proceso a seguir es realizar el análisis económico variando la potencia del chiller de 250 RT en 250 RT e ir observando los resultados que se obtienen:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO 250 RT	250.125	396.020	251.809	144.211	lig inf 3	38.63	521.829	25.8
CHILLER ELÉCTRICO 500 RT	500.250	640.146	424.418	215.728	lig sup 3.5	27.07	684.500	48.6
CHILLER ELÉCTRICO 750 RT	750.375	816.788	554.385	262.403	aprox 4.5	20.08	724.380	67.4
CHILLER ELÉCTRICO 1000 RT	1.000.500	952.110	652.746	299.364	aprox 5.5	15.48	716.265	81.5
CHILLER ELÉCTRICO 1250 RT	1.250.625	1.054.316	726.356	327.960	lig sup 6	11.93	666.800	91.8

En vista a los resultados de esta tabla, puede verse que el tamaño óptimo de chiller eléctrico se encuentra en el entorno de las 750 RT. Para tamaños muy superiores de chillers, aunque el factor de demanda cubierta aumenta a porcentajes elevados los ingresos anuales no se incrementan enormemente, lo que es síntoma de que para la mayor parte del tiempo de uso el sistema está sobredimensionado. En torno a los 750 RT se consigue los VAN más elevados con unas TIR aceptables, de todas formas el siguiente paso es buscar el óptimo en torno al valor de 750 RT. Resultados que pueden verse en la siguiente tabla:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO 650 RT	650.325	752.183	506.927	245.256	lig sup 4	22.48	715.952	60.5
CHILLER ELÉCTRICO 750 RT	750.375	816.788	554.385	262.403	aprox 4.5	20.08	724.380	67.4
CHILLER ELÉCTRICO 850 RT	850.425	874.354	596.391	277.963	lig sup 5	18.03	724.967	73.5
CHILLER ELÉCTRICO 700 RT	700.350	785.590	531.506	254.084	lig inf 4,5	21.24	721.427	64.1

Se ha tomado un entorno de unas 100 RT alrededor del chiller eléctrico de 750 RT, es decir chillers de 650 RT y 850 RT, encontrando que el valor óptimo se encuentra entre los 650 y 750 RT, pues entre 750 RT y 850 RT el VAN es prácticamente constante. Por esta razón se realiza un cálculo adicional para un chiller de 700 RT, para encontrar si ocurre un máximo del valor del VAN, esto no ocurre por lo que aunque la diferencia es pequeña sigue siendo más recomendable tomar el chiller eléctrico de 750 RT, sobre todo porque a casi igualdad de los parámetros económicos es mejor disponer de un equipo más grande y que permitiría afrontar con más garantías cualquier incremento en la curva de carga del sistema.

Este mismo análisis realizado para un chiller eléctrico se puede realizar de la misma forma para los otros dos chillers mecánicos con accionamiento a gas y a vapor. La ventaja es que no hay que calcular de nuevo las condiciones de salida del aire según la potencia del chiller, sino que es posible utilizar los mismos cálculos ya realizados, pues el tipo de chiller sólo afecta a los recursos consumidos para accionar el enfriador y por ende al análisis económico.

15.5.2. Optimización de chillers a gas.

Igual que en el apartado anterior, vamos a ver cuáles son las particularidades que hay que aplicar para el análisis económico de los chillers a gas:

1. Se toma un COP de referencia de 2,34 KW/RT.
2. Una pérdida de carga estándar de 1,5 mmcda
3. Un consumo de auxiliares de 0,16 KW/RT.
4. Se ha considerado un coste fijo del sistema de 1225 €/RT más un plus del 10% en concepto de transporte e impuestos.
5. El coste de mantenimiento anual es igual a 0,008€/RT-h.

Igual que en el caso de los chillers eléctricos, se irá variando la potencia en saltos de 250 RT a fin de buscar la potencia óptima del chiller.

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER A GAS 250 RT	336.875	480.925	321.765	159.160	lig inf 3,5	30.45	529.568	25.8
CHILLER A GAS 500 RT	673.750	800.241	556.137	244.104	lig inf 4,5	21.19	692.404	48.6
CHILLER A GAS 750 RT	1.010.625	1.038.869	736.651	302.218	aprox 5.5	15.46	722.643	67.4
CHILLER A GAS 1000 RT	1.347.500	1.221.319	872.901	348.418	aprox 6	11.57	694.016	81.5
CHILLER ELÉCTRICO 1250 RT	1.684.375	1.357.815	973.966	383.849	lig sup 6.5	8.47	612.169	91.8

A la vista de los resultados, el chiller a gas óptimo debe encontrarse en el rango cercano a los 750 RT, probando chillers en este rango se encuentra que:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER A GAS 650 RT	875.875	951.446	670.679	280.767	lig inf 5	17.46	719.411	60.5
CHILLER A GAS 750 RT	1.010.625	1.038.869	736.651	302.218	aprox 5.5	15.46	722.643	67.4
CHILLER A GAS 850 RT	1.145.375	1.116.703	794.987	321.716	lig sup 5.5	13.74	716.220	73.5
CHILLER A GAS 700 RT	943.250	996.634	704.838	291.796	lig sup 5	16.42	722.526	64.1

En primer lugar que el óptimo se encuentra en el rango de 650 a 750 RT, por eso se realiza también el análisis económico para uno de 700 RT. Observando los resultados se puede tomar como óptimo el chiller a gas de 700 RT.

15.5.3. Optimización de chillers a vapor.

Las particularidades que hay que aplicar al análisis económico de los chillers accionados por una turbina de vapor son:

1. Se toma un COP de referencia de 2,34 KW/RT.
2. Una pérdida de carga estándar de 1,5 mmcda
3. Un consumo de auxiliares de 0,1955 KW/RT.
4. Se ha considerado un coste fijo del sistema de 1300 €/RT más un plus del 10% en concepto de transporte e impuestos.
5. El coste de mantenimiento anual es igual a 0,008€/RT-h.

Cuando se realiza los análisis económicos de este tipo de chillers nos encontramos que su rentabilidad es muy baja, siendo debido a que el precio de valoración del vapor es alto, como puede verse en la tabla el chiller de 500 RT ya tiene una TIR inferior al coste del capital.

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER A VAPOR 250 RT	357.500	443.490	344.633	98.857	lig inf 6	13.32	215.845	25.8
CHILLER A VAPOR 500 RT	715.00	740.721	610.182	130.089	aprox 8,5	3.57	99.743	48.6

Esto no es algo general, en otro tipo de sistema donde el vapor tenga un valor más bajo, estos sistemas pueden llegar a ser rentables. Pero en este caso el precio del vapor es lo suficientemente elevado para no ser recomendable su uso como fuente de energía para el accionamiento del chiller correspondiente. Esto no sólo influye en la

instalación de este tipo de enfriador sino que afecta a cualquier otro que tenga el vapor como medio de accionamiento, como pudieran ser las versiones “indirect-fired” con accionamiento por vapor de media presión. En cualquier caso en el siguiente apartado se mencionará que equipos de absorción se toman para su análisis.

15.6. Estudio de los chillers de absorción.

El análisis económico de los chillers de absorción es muy similar al ya realizado con los chillers mecánicos, de hecho el propio análisis es exactamente el mismo, salvo con los evidentes cambios en términos de COP, consumo de auxiliares, fuente de accionamiento y precios de los equipos. La única diferencia radica en el cálculo previo de las condiciones de salida, donde si existe algunas variaciones.

Existen dos tipologías básicas de equipos de absorción, las que usan LiBr y las de NH_3. Aunque pueden estudiarse ambas, no pueden compararse en los mismos términos, ya que como se ha visto en la parte teórica, los ciclos de Libr tienen limitada la temperatura de enfriamiento máxima del aire a 10ºC (50ºF), limitación que no existe por parte del amoniaco. Por otra parte y debido a que la planta se encuentra relativamente cerca de núcleos poblados, resultaría apropiado sólo tener en cuenta los chillers de LiBr, estos son más caros y voluminosos, pero la diferencia en precio no es excesiva debido a que los chillers de absorción ya vienen integrados en paquetes y en cuanto al tamaño, tampoco es problema en una planta industrial.

En la parte teórica había 3 equipos básicos de absorción de LiBr, que eran el ciclo simple (versión indirecta) y los ciclos de doble efecto en sus versiones indirecta y directa. El ciclo de doble efecto indirecto necesita vapor de media presión para su accionamiento, pero tal y como se ha comprobado en los chillers mecánicos accionados por vapor, al precio que se valora el vapor no resulta rentable usar dicho vapor como fuente de accionamiento de los chillers, circunstancia por la que no resulta necesario siquiera estudiar esta opción. Algo similar podría pensarse de la versión ciclo simple indirecta, pero en este caso no va a emplearse vapor sino agua caliente a alta temperatura, aprovechando aun más los gases calientes de salida de la caldera de recuperación.

15.6.1. Optimización de chiller de LiBr simple efecto accionado por agua caliente.

De todas las opciones ya estudiadas y de las que se estudiarán a continuación, ésta es la única que incorpora equipo adicional no sólo en la admisión de la turbina de gas, sino también en la sección final de la caldera de recuperación. Como ya se comentó en la parte teórica, el introducir otra hilera de tubos para producir agua caliente puede afectar al perfil de transferencia en la caldera, pero eso es algo que necesita estudios más profundo, en primera instancia lo que se puede estimar es que los parámetros de heat rate y de potencia en la turbina se verán afectados por el aumento de contrapresión, esto se representa mediante un factor similar al de pérdida de admisión en la turbina que minora la potencia obtenida y aumenta el heat rate.

Lo primero a determinar, es hasta que temperatura nos podemos permitir enfriar los gases de salida, de las tablas de datos experimentales medidos, podemos obtener que la temperatura media de salida por chimenea es de unos 170 ºC aproximadamente, un valor todavía aceptable para producir agua caliente a unos 120-115ºC. La razón de que la temperatura de los gases de salida sea tan alta, es que la turbina y por ende la caldera pueden trabajar con distintos combustibles, como gas natural y nafta, la nafta tiene una concentración de azufre tal, que obliga a elevar la temperatura de salida de los gases por chimenea para evitar condensaciones de ácido sulfúrico, debido a que dicha condensación aparece en torno a los 160ºC, es necesario mantener la temperatura de salida por chimenea en torno a los 170ºC.
Con un gas natural de mediana calidad no tenemos ese problema, se puede rebajar la temperatura incluso por debajo de los 140ºC, pero este no puede realizarse tal cual, tal bajada de temperatura puede afectar al tiro natural de la caldera debido a que las densidades de los gases empiezan a variar, por tanto en aras de la seguridad debería limitarse el salto máximo a unos 20ºC a lo sumo.

Una vez seleccionado el salto máximo en los gases, deberíamos determinar la procedencia del agua de entrada a los tubos y accionamiento del generador. Este agua es condensado procedente del desgasificador aunque en este caso para producir agua caliente a esa temperatura no es necesario dicha desgasificación, por lo que puede venir directamente de la red de condensado. Por tanto, en los tubos debe calentarse dicho condensado de 100ºC a 115ºC para su utilización en el chiller de absorción. Antes de realizar el análisis pertinente sólo resta determinar como se valora la utilización de dicho condensado, dado que para producir dicho condensado a esa temperatura se ha necesitado energía, que podría utilizarse en dicho instante en otro proceso y estamos empleando en el accionamiento del chiller, la utilización de dicho condensado debe valorarse de alguna forma. Pero si se tiene en cuenta que en el generador el agua caliente que entra a 115ºC sale a 107ºC, temperatura superior a la original del condensado, le estamos dando energía adicional y por lo tanto evitando un coste posterior, esto es difícil de valorar, así que debido a ambos efectos contrapuestos el condensado se valora como 0 de coste.

A continuación vamos a describir el proceso realizado para realizar el análisis de viabilidad de este tipo de chillers:

1. Igual que en los casos anteriores, lo primero es evaluar en función de la potencia elegida del chiller, cuales serían las condiciones de salida tanto en humedad como en temperatura del aire de admisión del compresor, e incluso la potencia real horaria usada del chiller. El proceso es el mismo ya visto en análisis anteriores, con la salvedad que debe ser recalculado para considerar que ahora la temperatura límite se sitúa en los 10ºC y no en los 7,2ºC como anteriormente. Este cambio es simple sólo hay que modificar este valor y aquellos asociados en las páginas de excel correspondientes. Un ejemplo de este cambio puede verse en la primera hoja de cálculo de cualquier página de los archivos denominados “Chillers absorcion ---RT” que aparecen en la carpeta correspondiente. Aparte del cambio importante en la temperatura límite se añade además, el cálculo del agua caliente que puede producirse para activación del generador, dicha agua se produce a partir del flujo de gases caliente, suponiendo para el mismo un salto de 20ºC y un salto para el agua de 15ºC, obtenido el flujo y suponiendo un COP para estos equipos de 0,7 equivalente a 5 KW/RT, se obtiene que un chiller necesita un flujo de 538 Kg/RT-h, tal y como se ha visto en el razonamiento seguido en la página 96 del

análisis teórico. Por tanto dividiendo el agua obtenida entre dicho valor, puede obtenerse la potencia máxima de enfriamiento que puede tener el chiller de absorción en esas condiciones, calculando la media resulta en unas 300 RT, por tanto no es posible instalar un chiller mayor a 300 RT a menos que se instale un medio adicional de producción de agua caliente, lo que comparando los chillers a gas con mejor COP que estos de absorción simple está claro que no resulta rentable.

2. Obtenido que el chiller máximo a instalar con producción a partir de agua caliente es de 300 RT, se irá probando chillers desde 100 RT hasta 300 RT, aunque resulta algo evidente que el más rentable será el más grande ya que consigue el mayor enfriamiento con muy bajos costes de operación.
3. Como ya se ha mencionado, se toma un COP de referencia de 5 KW/RT.
4. La pérdida de carga estándar es de 1,5 mmcda en la admisión y también se considera dicha pérdida en la caldera de recuperación. Para considerar esta pérdida de carga adicional, podemos acudir a los valores indicados en el apartado 11.1.2 que aparecen a continuación:

Efectos de caídas de presión adicionales.

	Efecto en Pot.Salida	Efecto en Heat Rate	Efecto en Tªgases salida
10 hPa (4 inch agua) entrada	-1.5	0.5	+1.2ºC
10 hPa (4 inch agua) salida (exhaust)	-0.5	0.5	+1.2ºC

Esto supone que hay que añadir dos nuevos factores que multiplican a las ecuaciones del modelo de Heat Rate y Potencia para considerar este nuevo efecto.

$$F_{PCesc}^{W} = 1 - \frac{0{,}005 \cdot \Delta inch H_2O}{4} \qquad F_{PCesc}^{HR} = 1 + \frac{0{,}005 \cdot \Delta inch H_2O}{4}$$

La inclusión de estos dos nuevos factores empeoran tanto la potencia como el consumo de combustible.

5. El consumo de auxiliares se estima en unos 0,3105 KW/RT.
6. Se ha considerado un coste fijo del sistema de 1000 €/RT más un plus del 10% en concepto de transporte e impuestos.
7. El coste de mantenimiento anual es igual a 0,009€/RT-h.

Los resultados de los análisis económicos pueden verse en la siguiente tabla:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ABSORCION SIMPLE100 RT	110.000	125.607	90.164	35.443	lig inf 5	17.6	91.245	13.6
CHILLER ABSORCION SIMPLE200 RT	220.000	308.241	192.300	115.941	3	34.8	405.139	26.3

CHILLER ABSORCION SIMPLE300 RT	330.000	438.853	267.406	171.447	lig sup 3	34.2	595.532	37.8

Como se esperaba, el chiller de máximo tamaño posible en este caso resultaría el más rentable debido a los bajos costes de operación. Resulta evidente que este chiller no puede competir con los eléctricos o a gas, ya que el tamaño no es el óptimo para maximizar la producción de energía eléctrica, pero su rentabilidad es comparable a la de un chiller eléctrico de igual potencia, lo que lo convierte en una opción interesante cuando se estudie los sistemas híbridos.

15.6.2. Optimización de chiller de LiBr doble efecto (direct fired).

El proceso seguido en el análisis de viabilidad en este tipo de chillers es el siguiente:

1. La página de parámetros de entrada de cada chiller es análoga a las que ya se tiene en los ciclos de absorción simple, ya que también la temperatura límite de enfriamiento es 10ºC, la única diferencia es que ya no existe ninguna limitación al tamaño del chiller como antes sí se tenía.
2. Se toma un COP de referencia de 3,5 KW/RT, en el que ya se incluye el rendimiento del quemador estimado en 0,85, por tanto el consumo de combustible necesario para el generador puede calcularse directamente, y no hay que tenerlo en cuenta dos veces.
3. El consumo de auxiliares se estima en unos 0,2817 KW/RT.
4. Se ha considerado un coste fijo del sistema de 1280 €/RT más un plus del 10% en concepto de transporte e impuestos.
5. El coste de mantenimiento anual es igual a 0,01€/RT-h.

Realizando el análisis pertinente se encuentra los siguientes resultados:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ABSORCION DOBLE250 RT	352.000	420.562	322.764	97.798	5.5	13.45	214.809	32.2
CHILLER ABSORCION DOBLE500 RT	704.000	666.791	536.915	129.876	aprox 8,5	3.79	104.859	57.7

El chiller de doble efecto (direct-fired) no resulta adecuado en absoluto, el de 500 RT tiene incluso una TIR inferior al coste de devolución del capital y el de 250 aunque rentable no puede competir con otros chillers de la misma capacidad, el más similar a él sería un chiller a gas del mismo tamaño, y puede comprobarse en páginas anteriores que éste es muchísimo mejor. Aunque en el modo de funcionamiento un chiller de doble efecto y uno mecánico accionado por motor a gas no tienen nada que ver, ambos usan gas natural como combustible, con la diferencia que el de doble efecto con accionamiento directo tiene peor COP y además es más caro. Y es que el accionamiento directo del chiller existe pero no para ser usado de forma constante, es decir no podemos pretender que el chiller satisfaga toda la demanda con accionamiento directo por caldera, para ello habría que usar un combustible mucho más barato que el gas natural. Lo más habitual es que el chiller de doble efecto incorpore el accionamiento directo por caldera como apoyo al aporte de vapor producido en la cogeneración, para cubrir picos de demanda o como aporte exclusivo

cuando en determinados momentos no se dispone de vapor. Esta opción no se ha estudiado porque como ya se ha visto anteriormente, la valoración del vapor es tan alta que resulta más rentable el accionar con gas natural que usando dicho vapor.

Ya se han estudiado todos los tipos de chillers aislados posibles encontrando tres tipos que obtienen la rentabilidad más elevada:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO 750 RT	750.375	816.788	554.385	262.403	aprox 4.5	20.08	724.380	67.4
CHILLER A GAS 700 RT	943.250	996.634	704.838	291.796	lig sup 5	16.42	722.526	64.1
CHILLER ABSORCION SIMPLE300 RT	330.000	438.853	267.406	171.447	lig sup 3	34.2	595.532	37.8

Resulta evidente que el mejor de todos es el chiller eléctrico, no sólo tiene el mejor VAN, TIR y periodo de retorno, sino que además lo tiene con el mayor tamaño, lo que es interesante porque asegura una mayor cobertura de la demanda. Las otras dos opciones no son tampoco despreciables y podrían ser también muy interesantes si se realiza un estudio más exacto con la distribución de precios horarias en periodos on-peak y off-peak. En cualquier caso son opciones a tener en cuenta para los estudios siguientes que corresponden a sistemas híbridos, como chillers complementarios a los eléctricos.

15.7. Estudio de sistemas híbridos.

En la parte teórica correspondiente ya se explicó en que consistía un sistema híbrido y cuales configuraciones posibles existían. Una de las que no se va a estudiar es la combinación de sistemas evaporativos y chillers, ya sabemos que la acción simultánea de ambos sistemas no produce ningún beneficio adicional y aunque la utilización del sistema evaporativo puede cubrir periodos de baja demanda a un coste de operación más bajo que el chiller eléctrico, esto sólo responde al hecho de tener una instalación en donde existía un sistema evaporativo por ejemplo de fog, y posteriormente se ha mejorado con incluyendo un chiller, pero no es usual esto en nuevas instalaciones como la que nos ocupa.

Para nuevas instalaciones lo más normal es tener un sistema híbrido compuesto exclusivamente por chillers del tipo que sea, habitualmente una combinación de chillers eléctricos y de otro tipo. En la aplicación particular entre manos, se va a optar por sólo dos casos, dos sistemas híbridos compuestos por dos chillers cada uno, el número esta fijado pues para las potencias de equipo que estamos manejando tampoco tiene sentido instalar mas de dos chillers, porque encarece en exceso la instalación como se mencionaba en el apartado teórico de sistemas híbridos.
Una vez fijado el número resta determinar que tipo de chillers acompañan al chiller eléctrico y para ello podemos observar los resultados obtenidos en los chillers aislados, siendo evidente que aquellos chillers más adecuados para acompañar al

eléctrico son el de gas y el de absorción simple con producción de agua caliente, el resto no merece la pena estudiarlos puesto que no pueden obtener la misma rentabilidad que estos últimos. Por tanto habrá que estudiar sólamente dos tipos de sistemas híbridos, como se verán en los apartados siguientes.

Una de las características que se va a introducir en los análisis de viabilidad de los sistemas híbridos y posteriormente en los sistemas TES, es la variabilidad de los precios de la electricidad a lo largo del día, esto es fundamental para decidir que chiller es el que funciona en determinados periodos, siempre con vistas en minimizar los costes de operación, por ejemplo reduciendo los consumos parásitos de electricidad en aquellos periodos en los que la electricidad vale más. Hasta ahora, en los análisis de los chillers aislados se había considerado unos precios medios mensuales y a partir de ellos un precio medio trimestral, ya que el chiller funcionaba siempre a cualquier hora del día para cubrir la máxima demanda posible, y por lo tanto por simplicidad no hacía falta considerar discriminación horaria. Ahora si vamos a tener en cuenta esa discriminación pero no para cada uno de los días, eso supondría un gran esfuerzo en introducción de datos, sin suponer un gran beneficio pues los precios de un año no tienen porqué ser los del siguiente. Para simplificar lo más posible se considera un día del mes como representativo de todos los días del mismo, de forma que todos los días del mes poseen la misma curva de precios de electricidad y por lo tanto el sistema híbrido trabaja de la misma forma durante todo el mes completo. Por lo tanto el primer paso para realizar el análisis de viabilidad de tanto sistemas híbridos como de sistemas TES es obtener estas curvas de precio de electricidad.

Estas curvas pueden obtenerse por ejemplo tomando un día cualquiera del mes, en este caso se ha tomado el día 15, siempre y cuando no coincida con un día de fin de semana, en cuyo caso se ha tomado un día anterior o posterior. La tabla completa de precios horarios para cada mes aparecen en el archivo “Precios electricidad.xls”, lo normal es que el promedio de un día cualquiera no coincida con el promedio mensual que ya aparecía en los análisis de viabilidad de chillers aislados, por tanto y para poder comparar en los mismos términos hay que modificar los precios horarios, multiplicándolos por un factor de forma que su promedio se corresponda al promedio mensual que ya teníamos. Este factor se obtiene dividiendo el promedio mensual correspondiente entre el promedio del día elegido, así de esa forma se modifican los precios pero no la forma de la curva. En la figura siguiente aparecen las curvas de precios de un mes típico de verano como Julio y otro de invierno como Enero.

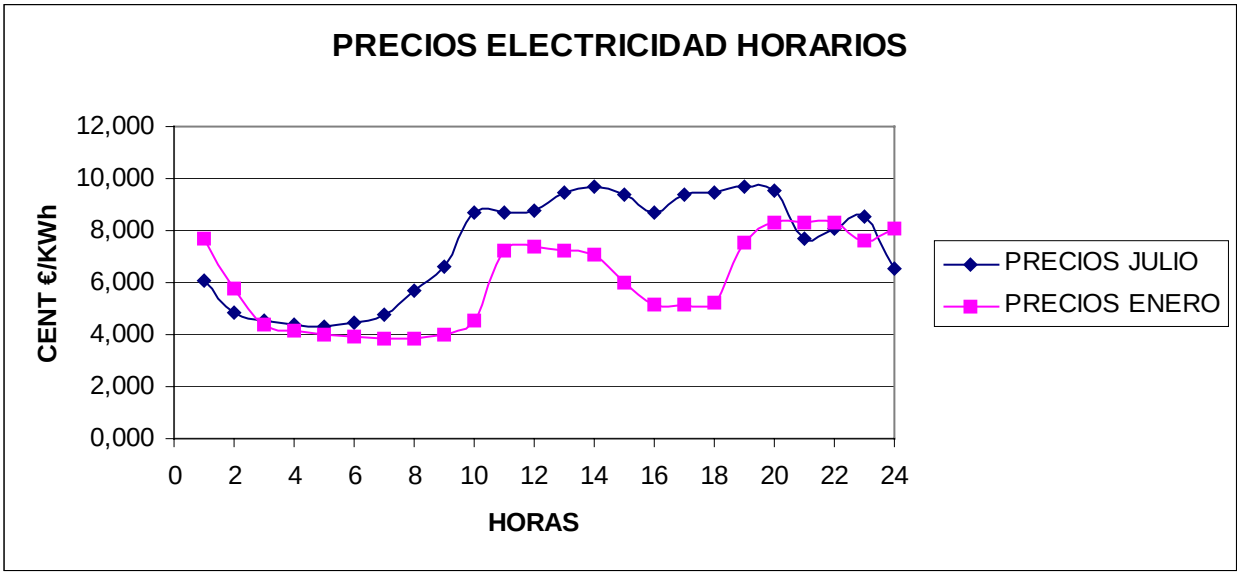


Fig 92. Precios promedios horarios en los meses de Julio y Enero.

Todas las curvas obtenidas para cada mes, no sólo sirven para realizar el análisis de viabilidad sino que sirven también de criterio de decisión para optar que chiller debe actuar en cada momento como principal y cual como secundario. Este criterio no es único y puede variar en función del tipo de sistema híbrido y de los chillers que lo conforman.

15.7.1. Optimización de chiller eléctrico con chiller de absorción simple.

Esta es la primera de las dos combinaciones que se van a estudiar de sistemas híbridos, compuesto por un chiller eléctrico de tamaño todavía indeterminado y de un chiller de absorción de ciclo simple accionado por agua caliente producida con los gases de escape de la caldera de recuperación.

Uno de los aspectos a destacar es la alta rentabilidad del chiller de absorción, debido fundamentalmente a los costes de operación nulos que tiene en cuanto a su accionamiento, observando los resultados de chillers aislados es mejor que uno eléctrico de su misma potencia, y estos resultados mejorarán cuando se introduzca la discriminación horaria de precios. Debido a que la turbina funciona en continuo, siempre es posible producir agua caliente para el chiller de absorción y por lo tanto es un perfecto candidato para funcionar como chiller principal, por tanto el funcionamiento del sistema híbrido se resume en el chiller de absorción funcionando de forma constante y el chiller eléctrico entrando cuando la demanda lo requiere.

En la carpeta correspondiente a sistemas híbridos aparece el archivo “Sistema híbrido elec-absorc.xls”, en donde puede verse con todo detalle todos los cálculos realizados, a continuación se explica las líneas generales del funcionamiento de dicho archivo:

Al igual que en todos los casos anteriores, lo primero es determinar las condiciones de salida del aire de entrada al compresor, y determinar que potencia es la que actúa de cada chiller para después realizar el análisis de viabilidad. La mayor dificultad estriba en el hecho de que las temperaturas de funcionamiento de cada chiller son diferentes, el chiller de absorción puede producir agua para enfríar el aire hasta 10ºC mientras que el chiller eléctrico puede enfriarla más hasta conseguir unos 7,2ºC en el aire. Para solucionar esto, existen varias alternativas, una de ellas sería colocar los chiller en serie, primero el chiller de absorción y después el eléctrico, de esta forma el enfriamiento del agua se produciría de forma escalonada hasta conseguir la temperatura adecuada para conseguir enfriar el aire a 7,2 ºC. Entre los inconvenientes de este sistema, se puede mencionar el hecho de que ambos chillers están relacionados, de forma que si el de absorción no funciona el chiller eléctrico no tendrá capacidad suficiente para cubrir la demanda, asimismo como el mismo caudal de agua a enfriarse pasa por ambos chillers, ambos tienen que tener un tamaño parecido, ya que potencia y caudal de agua están relacionados. Además con este funcionamiento no garantizamos que el chiller de absorción proporcione siempre toda su potencia al completo, esto puede verse en el siguiente ejemplo:

Supongamos que tenemos un aire de entrada por filtros con unas condiciones de saturación a 10ºC de temperatura, en principio el sistema podría enfriarlo hasta los 7,2ºC, pues disponemos de un chiller eléctrico. Calculando la potencia necesaria a aportar el aire resulta:

$$W_{aire}(RT) = m_{aire}(7{,}2^{o}C) * (h_{aent} - h_{asal}) = 135{,}06 * (29{,}37 - 23{,}15) / 3{,}52 \approx 238RT$$

En principio podría pensarse que esta potencia sólo debería proporcionarla el chiller eléctrico puesto que ya sabemos que el chiller de absorción no puede producir aire por debajo de los 10ºC, que es lo que se pretende. Si realizamos un balance de energía no sólo en el lado aire sino también en el lado agua, podemos obtener el flujo de agua enfriada necesario para conseguir dicho enfriamiento, suponiendo un salto térmico de 7ºC a la salida y de 2 grados a la entrada, es decir 5 grados.

$$W_{aire}(KW) = 238 * 3{,}52 = m_{agua} * Cp_{agua} * \Delta T^{a} = m_{agua} * 4{,}18 * 5 \Rightarrow m_{agua} = 40 Kg/s$$

Por tanto son aproximadamente 40 Kg/s de agua el flujo que circula por ambos chillers, ya que se encuentran en serie, veamos como repartimos el enfriamiento entre ambos chillers. El agua de salida a 7ºC, debe retornar al sistema de chillers para enfriarse, pero no lo hace directamente, debido a que el flujo necesario depende de la potencia necesaria para enfriar el aire de admisión y esta es variable también lo es el flujo de agua, el agua de retorno llega a un depósito de inercia o tampón que absorbe la variabilidad en el flujo de agua, en todo este recorrido la temperatura del agua puede subir en torno al medio grado, es decir retorna al chiller de absorción a unos 7,5ºC aproximadamente. En el chiller de absorción puede enfriarse aproximadamente hasta los 5ºC, pues la limitada temperatura de evaporación no permite obtener agua a menor temperatura. Posteriormente el chiller eléctrico enfría más el agua pasando de los 5ºC a los 2ºC requeridos para poder enfriar el aire hasta los 7,2ºC consignados. Como el flujo de agua que pasa por ambos chillers es conocido ya podemos calcular que potencia consume cada chiller, teniendo en cuenta también el recalentamiento del agua de retorno de 0,5ºC, lo que equivale a 83,6 KW. Realizando un balance entre la potencia inicial del aire y la requerida a los chiller se encuentra:

$$W_{aire} + Q = m_{agua} * 4{,}18 * (7{,}5 - 5) + m_{agua} * 4.18 * (5 - 2)$$

Y esto resulta en una potencia imputada a cada chiller de:

$$W_{absorción} = 40 * 4{,}18 * 2{,}5 / 3{,}52 = 118{,}75 RT$$

$$W_{ch.electrico} = 40 * 4{,}18 * 3 / 3{,}52 = 142{,}5 RT$$

La suma sale algo superior a las 238 RT calculadas anteriormente pero debido al efecto del recalentamiento, dado que en el estudio de todos los chillers anteriores no se ha considerado el efecto de este recalentamiento imputable a las potencias de los chillers, tampoco se va a considerar ahora, en cualquier caso este es un ejemplo particular pero los resultados pueden generalizarse, realizando para cada punto de cálculo el mismo proceso realizado en el ejemplo. Es destacable que existe una razón fija entre el reparto de potencias de ambos chillers, dicha razón responde al cociente entre los saltos térmicos alcanzados en ambos chillers, y que debe ser una de las hipótesis del sistema, en el caso supuesto:

$$\frac{W_{absorcion}}{W_{ch.electrico}} = \frac{2}{3}$$

Por tanto la potencia del chiller de absorción es siempre unos dos tercios de la potencia del chiller eléctrico, por tanto para que sea posible aprovechar las 300 RT del

chiller de absorción de ciclo simple, hace falta un chiller eléctrico de 450 RT. En lo que respecta a los parámetros de salida del aire, estos serían equivalentes a un chiller eléctrico de la potencia total, es decir 750 RT. Por tanto este sistema está totalmente determinado, siempre y cuando decidamos que se quiere aprovechar toda la capacidad del chiller de absorción, lo cual debido a sus bajos costes de operación es lo más recomendable.

Pese a esta determinación, si es posible aumentar la potencia total instalada del sistema, por ejemplo, colocando un chiller eléctrico en paralelo que proporcione el caudal de agua enfriada restante para alcanzar la potencia deseada, este chiller trabaja de distinta forma que el anterior , pues alcanza un salto térmico mayor. Por tanto puede realizarse un estudio con el sistema inicial en serie sin chiller adicional, y posteriormente ir considerando distintos tamaños de chiller adicional.

Tal y como está planteado, este sistema tiene algunos problemas, el principal es que el funcionamiento del sistema híbrido es independiente de la discriminación horaria y por lo tanto de los precios horario de la electricidad, es decir forzosamente el chiller eléctrico debe entrar a funcionar en los periodos on-peak si queremos enfriar el aire hasta los 7,2ºC, y lo hace tal y como hemos visto en una proporción determinada respecto al chiller de absorción, la única ganancia respecto a un chiller eléctrico puro es que en los periodos on-peak, se ahorra una parte de la electricidad gracias al chiller de absorción.

Una vez visto el planteamiento del sistema híbrido con los chillers principales en serie, veamos como sería una configuración en paralelo. Las condiciones del agua enfriada al inicio de los serpentines de la zona de admisión son las mismas, 2ºC de entrada y 5ºC de salto térmico, si consideramos la misma situación inicial del aire en la admisión la potencia requerida para el enfriamiento sería la misma y por tanto el caudal de agua necesario también es el mismo 40 Kg/s.

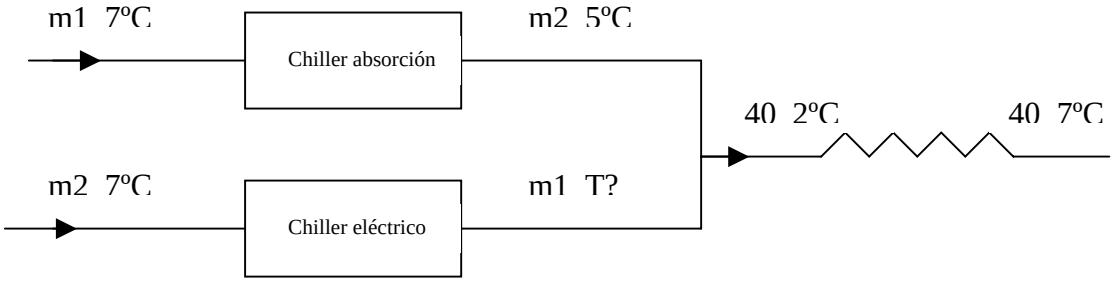


Fig.93. Esquema simplificado de sistema híbrido eléctrico-absorción en paralelo.

Evidentemente lo primero que se puede ver es que la suma de los caudales de agua a enfriar por cada chiller debe ser igual a 40 kg/s. Existe otra incógnita que es la temperatura de salida del agua por el chiller eléctrico, resulta claro que dicha temperatura debe ser inferior a los 2ºC, pues ya que el chiller de absorción no puede enfriar el agua más allá de los 5ºC, la mezcla resultante tiene que dar el caudal requerido de agua a 2ºC.

Esta situación representa un conjunto de ecuaciones que puede resolverse si tomamos la temperatura de salida del chiller eléctrico como parámetro, en la siguiente tabla pueden verse los resultados en los que se ha ido variando dicha temperatura desde –3ºC hasta 1ºC.

TEMP SALIDA CHILLER ELECT (ºC)	FLUJO POR CHILLER ABSORC (KG/S)	FLUJO POR CHILLER ELÉCTRICO (KG/S)	POTENCIA DEL CHILLER DE ABSORCIÓN (RT)	POTENCIA DEL CHILLER ELECTRICO (RT)
-3	15	25	59,38	178,1
-2	17,14	22,86	54,29	183,2
-1	20	20	47,5	190
0	24	16	38	199,5
+1	30	10	23,75	213,8

Tal y como puede verse en la tabla, el reparto de potencias es diferente al obtenido en el caso de chillers en serie, en el caso más favorable que corresponde a las temperatura de salida de –3ºC, la potencia del chiller eléctrico es hasta 3 veces superior a la del absorción en comparación a la 1,5 anterior. Si además tenemos en cuenta que la temperatura de salida es menor y por lo tanto necesita una temperatura de evaporación menor, el chiller eléctrico además trabaja con peor rendimiento. Sin contar que constantemente el chiller eléctrico trabaja con temperaturas de evaporación diferentes en función de la demanda, y este tipo de control no es viable. En definitiva queda claro que resulta más conveniente la opción del sistema híbrido en serie, ya que aprovecha mejor la capacidad del chiller de absorción existente.

Una vez comprobado que la configuración en serie es más adecuada, se procede a montar las hojas de cálculo para este tipo de sistema híbrido:

1. Obtener los parámetros de salida del aire es fácil pues son equivalentes a los de un chiller eléctrico de igual potencia del sistema híbrido, lo único que varía es el cálculo de la potencia que se le imputa a cada chiller, pero tal y como se vio en el ejemplo calculando el caudal de agua enfriada y con los saltos térmicos supuestos en cada chiller puede obtenerse la potencia que se utiliza en cada uno de ellos. Si aparte de los chillers en serie se incluye un chiller eléctrico en paralelo, la potencia que le corresponde es toda aquella que no se puede adjudicar al conjunto colocado en serie, considerado como chiller principal.
2. En la página del análisis de viabilidad es donde existen más variaciones, pues no sólo hay que obtener los consumos en función de ambos chillers, sino que ahora cada hora de un mes concreto lleva asociado un precio de electricidad, pese a todo la tabla de costes final presenta la misma estructura pues los precios de referencia del gas natural siguen siendo trimestrales.
3. Como el chiller de absorción se acciona mediante la producción de agua caliente en la caldera, hay que incluir los factores de corrección correspondientes a la potencia y el Heat Rate, tal y como se vio en el análisis del chiller de absorción aislado.
4. Los COP de los equipos siguen siendo los mismos que los ya vistos de 0,65 KW/RT para el chiller eléctrico y de 5 KW/RT para el de absorción, aún así los costes de operación para el chiller de absorción se consideran nulos.
5. Los consumos de auxiliares siguen siendo los mismos 0,16 KW/RT para el chiller eléctrico y de 0,3105 KW/RT para el chiller de absorción.
6. Los precios iniciales de estos equipos tampoco han variado, 870 €/RT para el eléctrico y 1000 €/RT para el de absorción con un plus del 15% para el eléctrico y de un 10% para el de absorción, además a cada uno de estos pluses, se debe añadir alrededor de un 3% en concepto del incremento de costes por la existencia de varios equipos de forma simultánea.
7. Los costes de mantenimiento son los mismos que los ya vistos, con la salvedad de que ahora se multiplica por las EFLH de cada chiller por separado.

La valoración se inicia con el sistema híbrido más sencillo, es decir el chiller de absorción de 300 RT y el chiller eléctrico correspondiente de 300x1,5 RT= 450 RT, se toma de este tamaño para tener toda la potencia disponible para el accionamiento del de absorción. Posteriormente puede añadirse un chiller eléctrico en paralelo e ir variando su potencia, y ver si resulta más rentable que el caso inicial. El chiller añadido es de 100 RT por lo tanto se tiene un total de 850 RT. los resultados comparativos pueden verse en la siguiente tabla.

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ABSORCION-ELECTRICO 750 RT	803.631	875.435	561.832	313.603	4	23.61	936.775	67.4
CHILLER ABSORCION-ELECTRICO 850 RT	906.683	933.403	603.838	329.565	aprox 4,5	21.30	937.055	73.5

Con un VAN prácticamente igual, la segunda opción puede parecer menos rentable en cuanto tiene una TIR más baja, pero no sólo hay que considerar estos números, el hecho es que a igualdad de beneficios netos, se dispone de un equipo con 100 RT más, y eso es una garantía para cumplir más demanda, sobre todo si se contemplan contratos de garantía de potencia, en los que puede resultar beneficioso disponer de un equipo más grande.

15.7.2. Optimización de chiller eléctrico con chiller con motor a gas.

Este es el segundo caso de estudio de sistemas híbridos, la combinación de un chiller eléctrico y otro accionado por un motor a gas, el modo de funcionamiento de ambos es análogo simplemente varía la forma de accionamiento. La principal filosofía de este conjunto híbrido es utilizar el chiller accionado por gas siempre que el precio de la electricidad sea alto, para así disminuir el consumo parásito y maximizar la venta de electricidad.

Aunque la idea es simple, el estudio de viabilidad de este sistema no es trivial, pues existen bastantes grados de libertad que dificultan el estudio, uno de estos grados de libertad es la potencia del sistema híbrido en su conjunto, otro sería el reparto de esa potencia total entre ambos chillers, y el último sería la decisión sobre cuando debe actuar uno u otro chiller. Resulta claro que con todas estas libertades, la casuística posible es prácticamente infinita o inabordable, por tanto hay que ir definiendo algún criterio que permita reducir este número de grados de libertad.

Lo primero que hay que estudiar es el tamaño global del sistema híbrido, este depende por supuesto del análisis económico y de los tipos de chillers, pero en todos los análisis anteriores se ha encontrado que los óptimos para cada tipo se encuentran en la banda cercana a las 750 RT, esto puede explicarse a través de una curva en la que

aparezca representado lo que en las hojas de cálculo se denomina el “factor de demanda cubierta” que representa el porcentaje total de la demanda que el chiller instalado en cada caso es capaz de cubrir, entendiéndose por demanda la energía necesaria para llevar el aire en las condiciones ambientales de entrada hasta la temperatura límite consignada en este caso 7,2ºC. Es de destacar que para una misma temperatura final de consigna, este factor sólo dependa de la potencia del chiller instalada pero no del tipo de chiller. Estos valores aparecen en las tablas resúmenes de los análisis de viabilidad hechos hasta ahora y pueden recogerse en la siguiente tabla y gráfica.

SISTEMA	FACTOR DEMANDA CUBIERTA
CHILLER 250 RT	25.8
CHILLER 500 RT	48.6
CHILLER 650 RT	60.5
CHILLER 700 RT	64.1
CHILLER 750 RT	67.4
CHILLER 850 RT	73.5
CHILLER 1000 RT	81.5
CHILLER 1250 RT	91.8

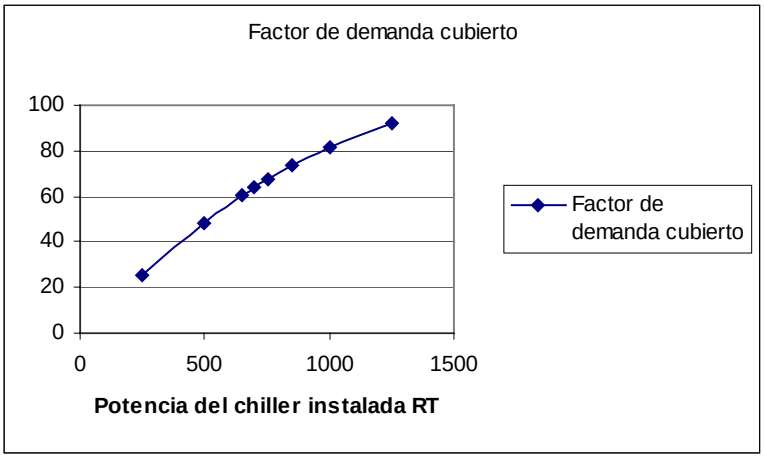


Fig 94. Representación del factor de demanda cubierto con la potencia instalada en chillers.

En esta figura puede observarse que el crecimiento del factor de demanda cubierto es mayor a potencia bajas y la pendiente de la curva disminuye a medida que aumenta la potencia instalada. Este efecto es importante pero no determinante para explicarlo, existen otros motivos para que un rango de potencias tenga mejor rentabilidad que el resto.

Resulta claro que el principal beneficio obtenido por el chiller es la producción adicional y venta de electricidad, aunque ya hemos visto que la producción adicional de vapor no es despreciable. Bien, podemos representar la cantidad de energía eléctrica adicional obtenida o el beneficio neto por cada chiller de determinada potencia, como cada tipo de chiller lleva asociado un determinado consumo parásito y de auxiliares, tomaremos como referencia por ejemplo los chillers eléctricos. Asimismo se puede indicar la inversión inicial de cada chiller, y un ratio adimensional entre el beneficio y la inversión realizada.

SISTEMA	BENEFICIO ANUAL POR ELECTRICIDAD (€)	INVERSIÓN INICIAL (€)	RATIO PRODUCCION INVERSION
CHILLER 250 RT	321712,30	250.125	1,29
CHILLER 500 RT	525103,03	500.250	1,05
CHILLER 650 RT	617754,09	650.325	0,95
CHILLER 700 RT	645391,48	700.350	0,92
CHILLER 750 RT	671218,51	750.375	0,89
CHILLER 850 RT	718927,86	850.425	0,85
CHILLER 1000 RT	783477,81	1.000.500	0,78
CHILLER 1250 RT	868474,29	1.250.625	0,69

A la vista de los resultados de la tabla anterior resulta claro que cuanto más pequeño es el chiller mejor ratio tiene, es decir produce más electricidad a menor coste, y por lo tanto tienen una TIR más elevada, circunstancia que se ha podido comprobar en los análisis de viabilidad ya realizados, por eso la TIR no se puede utilizar como primer criterio de evaluación económica. El porqué de que a bajas potencias de chillers se tenga un mejor ratio producción electricidad/tamaño equipo se debe a que a bajas potencias casi toda la potencia del mismo se emplea en enfriamiento sensible, es decir en la disminución de la temperatura del aire a humedad constante, sin embargo a medida que el aire alcanza la línea de saturación y se sigue enfriando la mayor parte de la potencia del chiller se emplea en condensación mientras otra menor en disminución de la temperatura, como el aumento de la potencia obtenida en la turbina es función directa de la disminución de temperatura pero casi independiente de la humedad del aire, la potencia del chiller está mejor empleada cuando sólo se emplea en enfriamiento sensible y no latente. Un razonamiento muy similar a éste puede emplearse en los sistemas evaporativos, donde con equipos de bajo coste se consiguen enfriamientos aceptables y TIR muy elevadas.

La razón de que el chiller óptimo ronde las 750 RT, se debe a dos efectos contrapuestos, el negativo es el ya visto, a medida que aumenta la potencia del chiller gran parte de esta potencia se emplea en enfriar aire saturado lo que no conviene pues se consigue un grado de enfriamiento bajo considerando la potencia empleada, y por otra parte está el hecho de que el no alcanzar la temperatura límite consignada supone una pérdida de oportunidad de producción de electricidad y de vapor adicional, por tanto al final estos efectos contrapuestos junto a la inversión inicial de los equipos desembocan en un análisis económico donde debe determinarse el óptimo.

Los otros grados de libertad que tenía el estudio de este sistema híbrido eran el reparto de potencia de los chillers sobre el total y el criterio para decidir que chiller debía funcionar en un momento u otro del día. Para ello, se va a cojer dos archivos de análisis de viabilidad de cada uno de los dos chillers, por ejemplo los pertenecientes a chillers de 500 RT. En la tabla de costes de cada uno de los archivos tenemos un resumen en el que aparecen las distintas producciones y consumos trimestrales, vamos a utilizar dichos valores e ir variando el precio de la electricidad para ver si en algún punto el chiller de gas resulta más rentable, de ser así dicho valor podría

utilizarse como referencia para determinar cuando debe entrar en funcionamiento pleno el chiller a gas o no. Sólo hay que contabilizar la producción neta de electricidad y el consumo de gas natural, pero no el de vapor, pues la producción es la misma para los dos casos pues no depende del tipo de chiller sino de las condiciones de salida del aire del enfriador, que son las mismas en ambos casos. Para poder comparar los resultados de una forma eficiente, hay que tener en cuenta un factor más como es el coste fijo del chiller, por tanto debe calcularse un factor que relaciones los beneficios anuales calculados con el coste fijo del mismo, por ejemplo la diferencia entre dicho beneficio y la amortización en un año. En las siguientes tablas se resumen los resultados:

CHILLER ELECTRICO 6 CENT €/KWh	MWh	MWh	Euros	MWh (bas PCS)	Euros	Euros	
Periodos de cambio tarifa gas natural	**Energía Adicional producida**	**Energía Adicional consumida**	**Beneficio Eléctrico (potencia)**	**Consumo adicional gas natural**	**Gasto adicional en gas natural**	**Beneficio neto**	**Diferencia beneficio amortizacion**
Enero-Marzo	1954,20	582,39	82308,44	5327,28	80649,71	1658,74	
Abril - Junio	2811,40	803,33	120484,29	7421,32	110191,83	10292,46	
Julio - Septiembre	3501,73	831,96	160186,60	9129,79	126986,24	33200,36	
Octubre- Diciembre	2345,37	707,49	98272,91	6300,36	87631,66	10641,25	
							5542,80

CHILLER A GAS 6 CENT €/KWh	MWh	MWh	Euros	MWh (bas PCS)	Euros	Euros	
Periodos de cambio tarifa gas natural	**Energía Adicional producida**	**Energía Adicional consumida**	**Beneficio Eléctrico (potencia)**	**Consumo adicional gas natural**	**Gasto adicional en gas natural**	**Beneficio neto**	**Diferencia beneficio amortizacion**
Enero-Marzo	1954,20	134,81	109163,30	7009,75	106120,66	3042,63	
Abril - Junio	2811,40	185,96	157526,62	9742,05	144649,95	12876,68	
Julio - Septiembre	3501,73	192,58	198548,97	11533,22	160415,49	38133,48	
Octubre- Diciembre	2345,37	163,77	130895,89	8344,21	116059,56	14836,32	
							1539,12

CHILLER ELECTRICO 7 CENT €/KWh	MWh	MWh	Euros	MWh (bas PCS)	Euros	Euros	
Periodos de cambio tarifa gas natural	**Energía Adicional producida**	**Energía Adicional consumida**	**Beneficio Eléctrico (potencia)**	**Consumo adicional gas natural**	**Gasto adicional en gas natural**	**Beneficio neto**	**Diferencia beneficio amortizacion**
Enero-Marzo	1954,20	582,39	96026,52	5327,28	80649,71	15376,81	
Abril - Junio	2811,40	803,33	140565,00	7421,32	110191,83	30373,17	
Julio - Septiembre	3501,73	831,96	186884,37	9129,79	126986,24	59898,13	
Octubre- Diciembre	2345,37	707,49	114651,72	6300,36	87631,66	27020,06	
							82418,17

CHILLER A GAS 7 CENT €/KWh	MWh	MWh	Euros	MWh (bas PCS)	Euros	Euros	
Periodos de cambio tarifa gas natural	**Energía Adicional producida**	**Energía Adicional consumida**	**Beneficio Eléctrico (potencia)**	**Consumo adicional gas natural**	**Gasto adicional en gas natural**	**Beneficio neto**	**Diferencia beneficio amortizacion**
Enero-Marzo	1954,20	134,81	127357,18	7009,75	106120,66	21236,52	
Abril - Junio	2811,40	185,96	183781,06	9742,05	144649,95	39131,11	
Julio - Septiembre	3501,73	192,58	231640,47	11533,22	160415,49	71224,98	
Octubre- Diciembre	2345,37	163,77	152711,87	8344,21	116059,56	36652,31	
							100894,91

Como puede verse se produce un cambio entre los 6 y 7€, es decir por debajo de dicho valor de cambio, resulta más rentable usar el chiller eléctrico mientras que por encima de dicho valor resulta mejor usar el chiller a gas. Este resultado no es específico de la comparativa entre los chillers de 500 RT, también se ha realizado entre los de 250 RT y 750 RT respectivamente, y se encuentra que también dicho cambio se produce entre los 6 y 7 €, por tanto dicho cambio no depende del tamaño considerados en los chillers y podemos aplicarlo a nuestro estudio del sistema híbrido.

El cálculo del valor exacto (o casi) puede hacerse fácilmente realizando el mismo proceso anterior pero para valores comprendidos entre los 6 y 7 €, encontrando que aproximadamente el cambio se produce a los 6,2 € aproximadamente. Por tanto la

forma de operación debe ser tal que cuando se prevea que el precio de la electricidad asciende por encima de dicho valor, el chiller a gas debe actuar como chiller principal mientras el eléctrico funcione de apoyo, al contrario debe suceder cuando el precio baje por debajo de dicho valor, en ese caso la demanda debe ser satisfecha prioritariamente por el chiller eléctrico.

Una vez decidido el punto de cambio resta determinar como se reparte la potencia total entre ambos chillers, esto no se puede determinar con exactitud y depende de muchos factores, como coste inicial, costes de mantenimiento y por supuesto precios tanto del gas natural como de energía eléctrica. Al final intentar determinar esto a priori es casi tan complicado como realizar los análisis económicos con las variaciones pertinentes. Por tanto el proceso de búsqueda del óptima supone ir variando la potencia global del sistema híbrido entre valores de referencia de 500 RT a 850 RT, donde sabemos que se debe encontrar el óptimo, y aparte calcular todos estos análisis para distintas relaciones de potencia de chiller a gas y eléctrico, empezando como referencia con 100% gas, 66% gas-33% eléctrico, 50% gas-50% eléctrico, 33% gas-33% eléctrico, y 100% eléctrico. Los casos de los extremos no constituyen un sistema híbrido y de hecho ya han sido calculados pero sin la consideración de precios eléctricos horarios, por eso se vuelven a calcular para poder efectuar una comparación más fiable. Naturalmente al no ser sistemas híbridos no tienen porqué llevar el incremento del 3% en costo inicial del equipo.

En la carpeta de sistemas híbridos aparecen cualquiera de los archivos correspondientes a este tipo de sistemas híbridos, la estructura que presentan es la siguiente:

1. La obtención de los parámetros de entrada es exactamente igual a cualquiera considerada en los análisis de viabilidad de chillers eléctricos o de gas, pues ambos son capaces de enfriar en las mismas condiciones. La única salvedad es que la potencia de chiller considerada en RT es la total es decir la suma de la potencia de ambos chillers.
2. La distinción entre ambos chillers se realiza en la página de análisis, en este caso la demanda cubierta por el sistema híbrido debe repartirse entre el chiller eléctrico y el chiller a gas, atendiendo al criterio del precio horario de la electricidad, cada chiller cubrirá en primer lugar la demanda que le corresponde, y si no resulta suficiente el resto será cubierto por el chiller secundario.
3. Los parámetros de funcionamiento del sistema no varían, la potencia de salida, el heat rate, y las producciones de vapor son las mismas, lo que varía son los consumos parásitos de energía de cada uno de los sistemas, diferentes en cada caso y asociados exclusivamente al consumo de cada chiller.
4. En lo referente al coste inicial de cada equipo se aplica el mismo principio que vimos en el estudio de los chiller de absorción-eléctricos, aplicar un coste adicional del 3% por incremento del número de equipos.
5. Los costes de mantenimiento de cada chiller se siguen manteniendo, sólo que al igual que en el caso anterior cada chiller debe tener su propio cálculo de EFLH para este propósito.

La primera tabla corresponde a un chiller a gas puro con potencia comprendida entre 500 y 850 RT.

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER GAS 500 RT	673.350	821.954	555.905	266.049	lig inf 4	24.01	800.841	48.6
CHILLER GAS 650 RT	875.875	973.320	670.299	303.021	lig sup 4.5	19.75	829.831	60.5
CHILLER GAS 750 RT	1.010.625	1.060.860	736.208	324.652	lig inf 5	17.52	833.499	67.4
CHILLER GAS 850 RT	1.145.375	1.138.726	794.400	344.326	lig sup 5	15.61	827.950	73.5

En la tabla siguiente si se estudia el sistema híbrido pero con un reparto chiller de gas (66%) y chiller eléctrico (33%), aproximadamente para cada caso el chiller de gas es el doble de potente que el chiller eléctrico.

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 175-325 RT	631.415	769.806	510.460	259.346	lig inf 4	25.35	800.002	48.6
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 225-425 RT	821.734	910.159	614.832	295.327	lig inf 4.5	20.94	832.655	60.5
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 250-500 RT	951.591	994.084	677.191	316.893	4.5	18.59	840.186	67.4
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 275-575 RT	1.081.448	1.069.368	732.634	336.734	5	16.61	838.991	73.5

De igual forma podría estudiarse el caso del reparto de potencia del 50% que aparece en la tabla siguiente:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 250-250 RT	631.415	769.806	510.460	259.346	lig inf 4	25.35	800.002	48.6
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 325-325 RT	821.734	910.159	614.832	295.327	lig inf 4.5	20.94	832.655	60.5
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 375-375 RT	906.915	958.098	646.368	311.730	4.5	19.55	848.750	67.4
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 425-425 RT	1.027.837	1.027.830	697.031	330.779	lig inf 5	17.57	850.753	73.5
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 500-500 RT	1.209.220	1.122.942	765.282	357.660	lig inf 5,5	15.16	845.148	81.5

En las siguiente tabla aparece los resultados obtenidos en el caso de que el chiller eléctrico sea mayor que el de gas, en este caso el doble de potente.

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 325-175 RT	577.804	722.804	470.510	252.294	lig sup 3,5	27.52	806.289	48.6
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 425-225 RT	750.252	849.970	563.689	286.281	lig sup 4	22.87	842.471	60.5
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 500-200 RT	862.238	921.080	615.229	305.851	lig inf 4,5	20.52	853.763	67.4
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 575-275 RT	974.225	984.701	660.909	323.792	sup a 4,5	18.53	857.006	73.5
CHILLER ELÉCTRICO-GAS 675-325 RT	1.146.673	1.075.091	725.488	349.603	lig sup 5	16.01	853.035	81.5

El último caso que se va a ver es el opuesto al primero, en este caso el sistema híbrido es simplemente un chiller eléctrico igual a los que ya se ha estudiado, solo que considerando ahora los precios de la electricidad, igual que en el caso de sólo chiller a gas no hay que considerar el incremento del 3% en la inversión inicial por el costo de equipos. Los resultados obtenidos aparecen en la siguiente tabla:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)	% DEMAN CUBIER
CHILLER ELÉCTRICO 500 RT	500.250	667.526	424.839	242.867	lig inf 3,5	31.54	819.944	48.6
CHILLER ELÉCTRICO 650 RT	650.325	781.041	506.880	274.161	lig inf 4	26.26	858.794	60.5
CHILLER ELÉCTRICO 750 RT	750.375	846.408	554.330	292.078	lig sup 4	23.53	871.024	67.4
CHILLER ELÉCTRICO 850 RT	850.425	904.645	596.317	308.328	lig inf 4,5	21.22	875.020	73.5
CHILLER ELÉCTRICO 1000 RT	1.000.500	983.665	652.627	331.038	lig inf 5	18.40	872.874	81.5

A la vista de este resultado y comparando con las anteriores tablas, resulta claro que si el chiller eléctrico por si mismo tiene la mejor evaluación económica, significa que no merece la pena el instalar un sistema híbrido con esta combinación de chillers. Esto es debido fundamentalmente al coste inicial del chiller de gas, muy superior al de uno eléctrico, y a los costes de operación ya que el costo del gas natural no es despreciable, de forma que el beneficio obtenido por ahorro de consumo parásito de los compresores eléctricos se ve contrarrestado por estos dos factores.

Uno de los aspectos a destacar es que realizado la optimización del chiller eléctrico con los precios horarios de electricidad, se obtienen unos resultados mucho mejores que con el estudio inicial de chillers eléctricos de este apartado, y es debido fundamentalmente a esa discriminación horaria de precios, ya que el chiller se aprovecha en su totalidad en los periodos estivales donde la demanda es alta y los precios de la electricidad también, puede comprobarse en ambas hojas de cálculo que la energía producida es la misma, lo que era esperable pues ambos chillers tienen la misma potencia y trabajan en las mismas condiciones, pero sin embargo uno obtiene mayores ingresos (también mayores costes), debido a la introducción de precios horarios.

Recopilando resultados de toda esta sección, el único sistema híbrido que resulta viable es la combinación del ciclo simple de absorción y de chillers eléctricos, cuyos resultados como pueden verse en la tabla correspondiente a dicho sistema híbrido son bastante mejores al chiller eléctrico aquí obtenido, siendo ambos de la misma potencia. Esto es debido a los costes de operación prácticamente nulos del sistema de absorción, circunstancia que puede requerir un estudio más profundo. Asimismo, esta opción supone modificación de las secciones finales de la caldera, un mayor periodo

de puesta en marcha, así como el hecho de que liga definitivamente el funcionamiento de turbina de gas y caldera de recuperación, de forma que si por algún motivo la caldera debe parar, se pierde parte del enfriamiento de aire de la turbina de gas pues el chiller de absorción simple también debe pararse. Con esto se quiere decir que aunque los parámetros económicos son decisivos a la hora de decidir la bondad o no de un proyecto, no deben ser los únicos condicionantes a tener en cuenta, sobre todo cuando algunos de ellos pudieran valorarse incluso en términos económicos.

15.8. Estudio de los sistemas TES.

El último de los casos a estudiar es la combinación de chillers (generalmente eléctricos) con sistemas de almacenamiento de frío. Como ya se ha estudiado anteriormente en la parte teórica, las posibilidades en este tipo de instalaciones son prácticamente ilimitadas, no sólo en la elección de equipos o tipos de sistemas sino incluso en la forma de operar el conjunto, por tanto se va a estudiar una serie de opciones coherentes con los resultados ya obtenidos anteriormente.

Al igual que en el caso de los sistemas híbridos, se va a emplear también los precios horarios de electricidad, pues en este caso dicha discriminación es fundamental.

Lo primero que hay que decidir es el periodo de almacenamiento de sistema TES, diario o semanal. Por razones que ya se argumentaron en la correspondiente parte teórica, para una turbina de gas resulta más apropiado el almacenamiento diario, ya que la turbina trabaja en servicio continuo y por lo tanto no procede el almacenamiento semanal.

A continuación, hay que elegir el día de diseño en el que funcionará el sistema TES, si se escoge un día de diseño único para todo el año, lo normal es que dicho día sea de verano que es donde más nos interesa observar el comportamiento del sistema TES, con esto lo normal es que el sistema esté sobredimensionado en todos aquellos periodos fuera de verano, por tanto una buena opción sería ver el comportamiento en todos y cada uno de los meses tomando un día de diseño por mes. La elección de los días de diseño de cada mes puede hacerse de forma sencilla, en este caso se ha optado por calcular día a día del mes una estimación de la demanda acumulada horaria en el día, encontrar la demanda máxima del mes, y seleccionar aquel día que aproximadamente tiene un 80% de la demanda máxima del mes como día de diseño de dicho mes. El tomar el 80% es una opción conservadora a la hora de escoger el día de diseño del mes, pues con el día de demanda máxima se obtendrían días de diseño muy favorables. Para los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre se ha tomado el 90% en vez del 80% ya que al ser perfiles de carga más regulares y elevados, el tomar un 80% hace que la mayoría de los días del mes estén por encima de dicho límite y por lo tanto se tomarían días de diseño muy desfavorables.
Realizando este proceso para cada mes se han obtenido los siguientes días de diseño:

- 23 Enero
- 8 Febrero
- 18 Marzo
- 18 Abril
- 10 Mayo
- 8 Junio
- 11 Julio

- 23 Agosto
- 16 Septiembre
- 29 Octubre
- 17 Noviembre
- 20 Diciembre

Independientemente que el día de diseño a estudiar pertenezca a un mes concreto el proceso de estudio del sistema TES para cada mes será el siguiente:

Representar para el día en cuestión la curva de demanda máxima, es decir calcular la potencia del chiller y almacenamiento necesaria para la satisfacción completa de la demanda en el día de diseño. Para ello se supone funcionamiento sin periodo on-peak fijado y almacenamiento parcial a carga constante. Esta forma de operar se acerca bastante a la de un solo chiller funcionando, con la diferencia que al poder almacenar energía y utilizarla posteriormente el nivel de capacidad del chiller disminuye respecto a un solo chiller normal para la satisfacción completa de la demanda. Este proceso puede realizarse para todos y cada uno de los meses y obtener el nivel del chiller y almacenamiento necesario para la satisfacción completa. La forma de calcular el nivel del chiller es fácil solo hay que sumar toda la demanda diaria y dividirla entre 24 horas obteniendo la media. Para el nivel mínimo de almacenamiento es un poco más complicado, hay que ir sumando o restando lo consumido , el periodo u hora en que se comienza a realizar dicha cuenta puede variar pero lo normal es que se inicia por la noche, periodo en que la demanda baja, lo importante es que en cada caso el nivel de almacenamiento global no puede ser negativo, pues en dicho caso no podría cubrirse demanda por encima del nivel del chiller.

Durante el cálculo del nivel mínimo de almacenamiento del chiller, puede ocurrir que en la determinación de dicho nivel existan horas en las que sea posible almacenar y otras que sea necesario extraer, por ejemplo si la potencia del chiller es 600 RT y desde las 11 de la noche hasta las 7 de la mañana la demanda es inferior a 600 RTh, entonces es posible almacenar energía en todas esas horas, a las 8 de la mañana de forma puntual la demanda sube por encima de las 600 RTh, por lo que para ser satisfecha necesita extraer una pequeña de cantidad de agua almacenada, posteriormente las dos horas siguientes siguen siendo de almacenaje, y despues posteriormente la demanda se incrementa siendo el resto de horas hasta las 11 de la noche de descarga del tanque de almacenamiento. En este caso, hay claramente dos periodos bien diferenciados de almacenaje y descarga, independientemente que el periodo de almacenaje tenga una o varias horas de descarga, con esta forma de considerar el tamaño se obtienen niveles de depósito más reducidos.

En la tabla siguiente aparecen los resultados para cada uno de los días de diseño:

MES	POTENCIA CHILLER (RT)	NIVEL ALMACENAMIENTO (RTh)
ENERO	373	1358
FEBRERO	369	587
MARZO	600	813
ABRIL	865	842
MAYO	810	2761
JUNIO	1477	2447
JULIO	1752	1801
AGOSTO	1692	1793

SEPTIEMBRE	1355	686
OCTUBRE	1018	883
NOVIEMBRE	407	1592
DICIEMBRE	546	3136

Ambos valores, tanto la capacidad media del chiller como la capacidad de almacenamiento pueden representarse en la figura siguiente para observar las tendencias anuales.

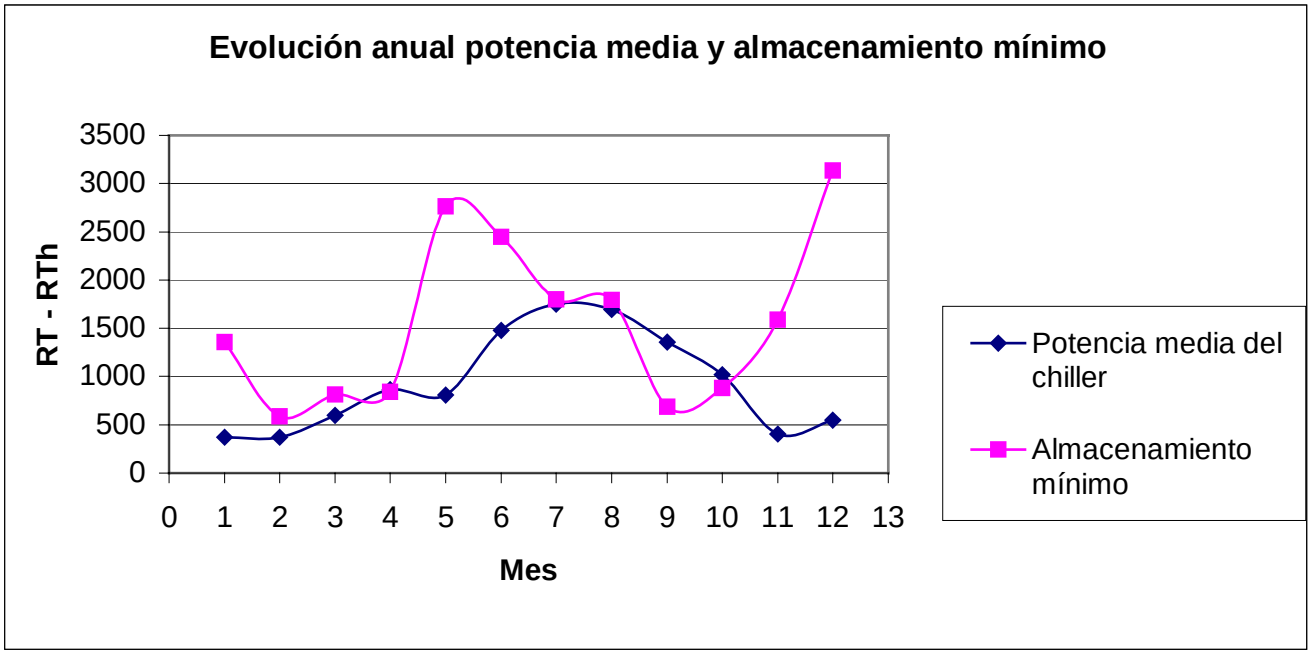


Fig 95 . Representación de potencia media y almacenamiento mínimo del sistema TES.

Observando esta figura pueden extraerse dos conclusiones fundamentales, la más evidente es que la potencia media del chiller para satisfacción completa es mayor en los meses de más demanda como los de verano, pero la segunda es que el nivel de almacenamiento no depende directamente del nivel de demanda, de hecho presenta muchas oscilaciones a lo largo del año y curiosamente presenta su máximo en Diciembre un mes de invierno. Esto es porque el nivel de almacenamiento naturalmente depende de la potencia del chiller, pero más depende de las diferencias relativas entre las demandas y consumos de un día de diseño, es decir cuando en el día de diseño existen dos periodos bien diferenciados de carga y descarga del sistema TES y las horas de carga y descarga no se mezclan es cuando sale un mayor tamaño de almacenamiento, y esto considerando que la forma de operación de almacenamiento parcial a carga constante es la que obtiene menores tamaños de almacenamiento.

Para comprobar que el tamaño mínimo del tanque de almacenamiento depende del día de diseño considerado, se van a tomar dos días al azar de Diciembre y realizar el mismo cálculo que se ha realizado. Estos cálculos se realizan para los días 3 y 29 de diciembre, obteniendo respectivamente unos valores de 4.021 RTh y 2.040 RTh, es decir entre dos días del mismo mes existe una diferencia de hasta 2000 RTh, con lo que queda demostrado que el nivel de almacenamiento depende de la distribución de la demanda en el día de diseño.

Esto quiere decir que o bien se deja el tamaño de almacenamiento como una variable independiente o se debe fijar de alguna forma, desde luego la primera opción es la más razonable pero considerando que la potencia del chiller también es una variable independiente, la casuística de opciones a estudiar puede ser enorme, afortunadamente siempre es buena opción acudir a los resultados ya obtenidos anteriormente, pues sabemos que los tamaños óptimos de chiller a instalar están entre las 550-750 RT, lo que reduce drásticamente el número de casos a estudiar. Por tanto una buena opción es ir variando ambos parámetros a la vez e ir comparando los resultados.

En lo referente a la forma de operación y al tipo de sistema TES, la forma en que se calcula el tamaño mínimo de almacenamiento permitiendo horas sucesivas con carga o descarga del tanque de almacenamiento da unas ideas muy claras de estos aspectos. Por una parte se descarta el almacenamiento completo pues para ello se necesita que existan dos periodos bien diferenciados de carga y descarga, sin horas intercaladas con funcionamiento contrario, esto sucede en algunos meses como Diciembre pero no lo es habitual, además esta opción produce como ya se ha visto los tamaños mayores de tanque, la ventaja es que naturalmente disminuye el consumo parásito en periodos on-peak, ventaja que se ve disminuida si se tiene en cuenta que en invierno los periodos de mayor demanda energética no coinciden con las horas más cálidas sino con las más frías, por tanto existe un desacoplamiento entre las horas en las que la turbina demanda mayor carga del chiller y aquellas horas con la electricidad a mayor precio. Con estas consideraciones, resulta apropiado realizar el diseño del sistema con almacenamiento parcial a carga constante, esto no quiere decir que en determinados momentos no puede emplearse el almacenamiento parcial con limitación por demanda en deterinados meses, de hecho esta es la idea pues en aquellos meses de baja demanda entre el tamaño del chiller y el tamaño de almacenamiento seleccionado puede utilizarse todo lo almacenado para satisfacer parte de la demanda en los periodos on-peak.

Ahora toca comentar determinados aspectos sobre el tipo de sistema TES, si queremos un sistema que sea capaz de responder de forma fideligna a la demanda, es decir que en una hora este almacenado en el tanque y a la siguiente este descargando, es necesario que el sistema sea dinámico, por lo que son sólo posible 3 sistemas, un tanque de almacenamiento de agua, un sistema de hielo “ice-harvester” o un sistema de pasta helada de glicol. Las ventajas y desventajas de cada uno de los sistemas fue comentado en su correspondiente apartado teórico, y todos permiten enfriar el aire de admisión hasta la temperatura consignada, por tanto sus diferencias fundamentales responden a diferencias en los costes tanto iniciales como de operación, y a los consumos parásitos y de auxiliares. De los tres sistemas sólo se va a estudiar el ice-harvester, se desecha la idea del de pasta helada por ser bastante más caro que la cosechadora de hielo para un funcionamiento similar y del tanque de agua por ser también más caro a pequeños tamaños, pese a que su funcionamiento sea más sencillo.

En el apartado siguiente se describe el proceso de cálculo de análisis de viabilidad para los sistemas TES escogidos.

15.8.1. Análisis de viabilidad de los sistemas TES.

El proceso realizado es similar a cualquiera de los estudios ya vistos anteriormente con la salvedad que debido a la dificultad de tratar con el nivel almacenado, no puede estudiarse fácilmente de forma continua para todo el año, simplificándose el cálculo tomando días de diseño mensuales y suponiendo que todos los días de dicho mes son iguales. En líneas generales el proceso a seguir tendrá las siguientes consideraciones:

1. Fijar un tamaño del chiller y realizar el análisis para varios tamaños de almacenamiento del tanque del TES. Después se realizará el mismo análisis para distintos tamaños del chiller. Este proceso debe realizarse para cada uno de los días de diseño considerados, es decir una vez para cada mes.
2. Como se ha escogido sistemas que permiten seguir perfectamente la demanda y alternar en horas consecutivas carga y descarga del sistema TES, se elegirán aquellas horas de mayor precio de la electricidad como horas on-peak y serán prioritarias para satisfacer su demanda, de forma que se satisfarán en orden de prioridad. Esto siempre y cuando tras un día completo el almacenamiento del tanque sea positivo, es decir si al final del día existe todavía carga, dicha carga podría distribuirse para satisfacer más demanda o lo más normal para disminuir el consumo parásito del compresor en aquellas horas con precios más altos. Este proceso se realiza múltiples veces en los periodos de invierno de baja demanda donde incluso el chiller sólo podría satisfacer la demanda de todo el día. Al existir el sistema TES, es posible almacenar energía para eliminar parcial o totalmente el funcionamiento del chiller en las horas de mayor precio de electricidad.
3. Una vez determinados los parámetros de entrada del aire de admisión se procederá al estudio económico del sistema, de forma muy similar a como se ha hecho hasta ahora.

Estos procesos aparecen reflejados en los archivos (“Mes”xxxRT.xls) de la carpeta sistemas TES, es decir existe un archivo para cada mes y para cada potencia de chiller tomada que son 500,600 y 700RT, lo que constituye un total de 36 archivos. A su vez cada archivo tiene 3 hojas de cálculo, correspondientes a tres valores distintos de tamaño de almacenamiento para el mismo chiller, los tamaños tomados son 500, 1000 y 1500 RTh.

El proceso de cálculo seguido en los archivos es muy parecido al de cualquier hoja de cálculo de los chillers ya estudiados. Existe una parte de datos que deben ser introducidos manualmente, como la potencia del chiller, el tamaño de almacenamiento, la temperatura límite de consigna, etc. Asimismo se utilizan datos correspondientes al día de diseño, como las temperaturas y humedades horarias, precios de la electricidad, horas de funcionamiento de la turbina de gas, datos que se poseen todos de cálculos anteriores y que simplifican el trabajo. La primera parte de cada hoja trata de calcular los parámetros de salida necesarios para evaluar el funcionamiento del sistema, temperatura y humedad final y carga empleada del chiller. Para ello se estima la demanda máxima que se requiere para llevar el punto de entrada a las condiciones de consigna y se compara con la potencia máxima del chiller, cuando la demanda es mayor que la potencia del chiller, entonces o no se puede satisfacer la demanda o se debe extraer del almacenamiento si este existe. En el caso contrario cuando la potencia del chiller es superior a la demanda, entonces lo sobrante se puede almacenar para usarlo posteriormente o si ya se ha alcanzado la capacidad máxima de almacenamiento, se adecua la potencia del chiller justo a la demanda.

Una vez se tiene calculado la demanda real final que se ha podido satisfacer sobre la máxima, se determinan las condiciones de salida del aire de admisión a la turbina que serán parámetros de entrada para el análisis de funcionamiento y económico. Este análisis es exactamente igual al resto de los ya realizados, utilizando las ecuaciones de modelado es posible obtener la comparativa de funcionamiento entre el sistema con chiller+TES y el original, con la salvedad que en vez de esta realizado para un año completo corresponde solamente al día de diseño de cada mes. Multiplicando los valores obtenidos por el número de días de dicho mes, se obtienen los beneficios y costes de electricidad, gas natural, vapor ,etc necesarios para el análisis económico.

A medida que se observa cada hoja de cálculo se pueden extraer varias conclusiones sobre el funcionamiento del conjunto chiller+TES, y es que el comportamiento de este sistema varía enormemente en función de la época del año.

Existen una serie de meses en el año donde la demanda excede la capacidad del chiller en todas y cada una de las horas de funcionamiento, esto quiere decir que con la forma de operación en almacenamiento parcial carga constante no es posible almacenar nada en todo el día y por lo tanto el sistema TES resulta inútil. Lo cual resulta paradójico, pues se pretende que dicho sistema tomara especial protagonismo precisamente en los meses de alta demanda, la cuestión es que en estos casos el tamaño del almacenamiento es irrelevante, es necesario un chiller de elevada potencia mayor que la demanda para poder almacenar algo. Sin embargo los análisis económicos realizados anteriormente desprendían que los tamaños grandes de chillers no resultaban viables debido a su elevado coste inicial y al hecho de que resultaban sobredimensionados para el resto de los meses de menor demanda.

Una de las alternativas posibles a contemplar, sería la elección de no satisfacción de demanda en los periodos de menor coste eléctrico y almacenar dicha energía para satisfacción de la demanda en los periodos on-peak, en este caso la demanda satisfecha diaria total podría ser la misma que en los casos normales, pero la ganancia vendría por el hecho de satisfacer demanda en horas donde la electricidad se paga mejor. Aunque se podría estudiar esta opción, no resulta adecuado operar así por el las razones siguientes, lo primero es que debería existir una grandísima diferencia de precio entre las horas off-peak y las on-peak y lo segundo es que con toda seguridad esta práctica no sería económicamente beneficiosa debido a la forma de enfriamiento en ambos casos. Si desviamos energía de los periodos off-peak a los on-peak con toda seguridad el enfriamiento adicional conseguido será en la zona del aire saturado, entonces por ejemplo con 250 RT de enfriamiento adicional es posible enfriar 2ºC cuando el aire se encuentra ya saturado, mientras que perdemos 10ºC de enfriamiento sensible a la hora que no se ha satisfecho su demanda. Como la potencia adicional de la turbina depende directamente del salto de temperatura conseguido pero no de la zona donde se realice dicho enfriamiento, a menos que el precio de la hora en on-peak sea 5 o más veces superior al precio en off-peak, esta práctica no resultará rentable. Esta es una de las razones principales por las que se ha tomado el funcionamiento parcial a carga constante como forma de operación normal, para satisfacer siempre todo el enfriamiento sensible posible independientemente del precio de la electricidad en cada hora.

Finalmente para los tamaños tomados de chillers y almacenamiento, la actuación del sistema TES se limita a algo mas de medio año sobre todo en los periodos invernales, donde la demanda oscila por encima y debajo de la potencia nominal del chiller, es en estos casos donde si se aprovecha verdaderamente el almacenamiento pues permite cubrir mucho más demanda que el chiller aislado. Incluso en el caso de que siempre la

demanda esté por debajo del nivel de potencia del chiller, el sistema TES tampoco tiene una función relevante, pues el consumo del chiller es el mismo solo que distribuido de otra forma evitando el consumo parásito en aquellas horas de mayor precio eléctrico.

En la tabla siguiente se reflejan los resultados obtenidos a los 9 casos estudiados:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)
CHILLER ELÉCTRICO 500 RT- TES 500RTh	580.000	665.109	419.672	245.437	lig sup 3.5	30.88	770.490
CHILLER ELÉCTRICO 500 RT- TES 1000RTh	659.750	670.836	431.356	239.480	lig sup 4	26.25	680.225
CHILLER ELÉCTRICO 500 RT- TES 1500RTh	739.500	673.696	442.075	231.621	lig sup 5	22.26	580.565
CHILLER ELÉCTRICO 600 RT- TES 500RTh	680.050	768.467	482.819	285.648	lig sup 3.5	30.64	892.887
CHILLER ELÉCTRICO 600 RT- TES 1000RTh	759.800	777.250	495.743	281.507	lig sup 4	26.84	811.603
CHILLER ELÉCTRICO 600 RT- TES 1500RTh	839.550	780.588	506.139	274.449	lig inf 5	23.38	715.893
CHILLER ELÉCTRICO 700 RT- TES 500RTh	780.100	813.045	518.224	294.821	lig sup 4	27.42	861.913
CHILLER ELÉCTRICO 700 RT- TES 1000RTh	859.850	821.806	530.856	290.950	lig sup 4.5	24.30	781.955
CHILLER ELÉCTRICO 700 RT- TES 1500RTh	939.600	827.772	542.045	285.727	lig sup 5	21.52	695.322

A la vista de los resultados caben los siguientes comentarios:

- Para cada uno de los casos de variación de potencia del chiller, las opciones con menores almacenamientos son mejores que con mayores, esto se debe al hecho de que en los periodos estivales el sistema TES no se aprovecha porque la demanda es superior al nivel del chiller, a que fuera de estos periodos existen algunos meses en los que la demanda se encuentra siempre por debajo del nivel del chiller, y aunque el consumo es el mismo, la redistribución de consumo parásito a horas de menor precio eléctrico no compensa el

aumento en costes iniciales. Finalmente en aquellos periodos en lo que se produce una oscilación de la demanda por encima y debajo del chiller, parece que con 500 RTh es suficiente para cubrir aceptablemente los picos de demanda en esos periodos, de hecho cuando se satisface la demanda con el sistema TES, aumentar el tamaño del almacenamiento sólo repercute en la redistribución del consumo parásito disminuyéndolo en las horas de mayor precio eléctrico.

- Se encuentra una combinación de chiller y almacenamiento que logra los mejores resultados en el análisis económico, hay que recordar que siempre se trata de maximizar el VAN teniendo una TIR lo más alta posible. La opción más rentable resulta ser la de un chiller eléctrico de 600 RT y un almacenamiento de 500 RTh, lo cual no significa que sea la opción óptima, hay que recordar que tanto el tamaño del chiller y del TES eran variables independientes y por lo tanto el número de casos a estudiar era ilimitado. Lo que se ha obtenido no es la solución óptima pero si un punto en el entorno del cual debe encontrarse dicho valor óptimo.

Ahora cabe comparar este resultado con los obtenidos en el estudio de chillers aislados y sistemas híbridos en el ultimo apartado de conclusiones y comentarios adicionales.

16. Conclusiones y comentarios adicionales.

En este último apartado se realizará una comparativa no sólo desde el punto de vista económico de las soluciones más favorables encontradas hasta el momento. Estas soluciones son 3, la primera un chiller aislado eléctrico de 850 RT, pues aunque al principio para los chillers eléctricos la solución más favorable era de 750 RT, al realizar el estudio de sistemas híbridos eléctricos-gas con un 100% de eléctrico se encuentra que al introducir los precios horarios de electricidad, el óptimo varía y alcanza los 850 RT, por esta razón se toma este como óptimo para los chillers eléctricos.

La segunda opción corresponde a un sistema híbrido de chiller de absorción y eléctricos, compuesto por un chiller de absorción de 300 RT puesto en serie con un chiller eléctrico de 450 RT y puesto este conjunto en paralelo con un chiller adicional eléctrico de 100 RT. El tamaño del chiller de absorción se toma de 300 RT porque esa era la máxima potencia que se podía obtener con agua caliente producida en la caldera de recuperación.

La última opción obtenida es un sistema compuesto por un chiller eléctrico de 600 RT y un sistema TES de 500 RTh de almacenamiento, en particular un sistema de almacenamiento de hielo denominado “Ice Harvester” o cosechadora de hielo.

En la siguiente tabla pueden compararse los parámetros económicos obtenidos para cada una de las soluciones:

SISTEMA	INVERSIÓN INICIAL (€)	INGRESOS (€/AÑO)	GASTOS (€/AÑO)	BENEF (€/AÑO)	PERIODO DE RETORNO (años)	TIR (%)	VAN (€)
CHILLER ELÉCTRICO 850 RT	850.425	904.645	596.317	308.328	lig inf 4,5	21.22	875.020
CHILLER ABSORCION-ELECTRICO 850 RT	906.683	933.403	603.838	329.565	aprox 4,5	21.30	937.055
CHILLER ELÉCTRICO 600 RT- TES 500RTh	680.050	768.467	482.819	285.648	lig sup 3.5	30.64	892.887

Lo primero a comentar sería la comparación entre el chiller eléctrico y el sistema de chiller+TES, ambos sistemas son muy parecidos en cuanto a funcionamiento con la salvedad de que el sistema TES tiene un VAN mayor con una inversión más reducida, por lo que el sistema con almacenamiento es muchísimo más favorable.

Atendiendo al criterio de tomar como óptimo aquella opción con mayor VAN, la elegida sería el conjunto del sistema híbrido respecto al TES, 45.000 € de beneficio al final de los 10 años pero con una TIR y periodo de retorno mucho peores. Es en estos casos donde cabe debatir si dicha diferencia en el VAN resulta decisiva o se deberían contemplar otros factores.

El principal de ellos es la simplicidad y el tiempo de instalación, en este caso el sistema con almacenamiento es claramente favorable respecto al sistema híbrido. El conjunto chiller+TES, no es un conjunto compacto pero nada impide que el propio equipo productor de agua fria e hielo estén unidos cerca del tanque, además el tanque de almacenamiento al ser de hielo es de pequeño tamaño, si acudimos a los datos teóricos, un tanque estándar de hielo tiene un tamaño de 0,071 m^3/RTh, es decir que para un tanque de 500 RTh, su volumen es aproximadamente de 35,5 m^3, volumen que no se ve exagerado para una planta industrial. Por contra el tiempo de instalación del sistema híbrido es mucho mayor, no sólo hay que instalar 3 chillers en campo realizar su interconexión y el control de los mismos, sino que no de ellos es un chiller de absorción con accionamiento por agua caliente, dicha agua caliente se produce en la sección final de la caldera de recuperación, sección final que deber incorporarse nueva. Todas las actuaciones necesarias en la caldera exceden con mucho el tiempo de puesta en marcha del sistema TES, y debido a que estamos estudiando una mejora de una planta existente, el tiempo disponible para la instalación del sistema de enfriamiento debe coincidir con una parada general para mantenimiento, estas paradas no suelen ser mayores de 20 días, por lo que cualquiera de los sistemas debería estar en perfecto funcionamiento antes de ese plazo. Desde luego el riesgo de que se acabe el periodo y la planta de cogeneración no pueda arrancar es mayor en el caso del sistema híbrido, para hacerse una idea las pérdidas de un día con la planta parada rondan los 50.000 €, mayor que la diferencia de beneficio final entre las dos opciones. Teniendo esto en cuenta resulta claro que la opción del chiller eléctrico con almacenamiento de hielo es mucho mejor.

Existen otros condicionantes respecto a la operación de ambos sistemas, no sólo el control de la planta es más sencillo para el sistema TES que para el sistema híbrido, sino que además se independiza su funcionamiento de la caldera de recuperación y simplifica el consumo de recursos auxilares, pues para el sistema híbrido habría que estudiar todas las implicaciones que supone el empleo del chiller de absorción, como serían nuevas redes para transporte de condensado, o posibles aumentos de las cadenas de producción de agua desionizada.

A modo de resumen, en este proyecto se ha mostrado una amplia visión de la enorme diversidad de opciones existentes cuando se quiere afrontar un nuevo proyecto o mejora para la instalación de un sistema CTIAC. Desde equipos con baja inversión inicial y muy rentables como son los sistemas de medio húmedo o de fog, hasta otros como los chillers y todas sus posibles combinaciones con unas inversiones superiores pero más rentables al final de su periodo de devolución del capital. Lo más importante es que en absolutamente todos los casos resulta más rentable obtener energía eléctrica instalando un enfriador que aumentando la potencia neta en forma de turbina o turbinas adicionales, ese es el factor mas decisivo pero tampoco debe despreciarse otro como el hecho de que con un sistema CTIAC mejora la eficiencia de la turbina, y eso a la larga supone un ahorro importante en combustible, lo que resulta tanto beneficioso en el aspecto económico como en el medioambiental.