

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE MADRID

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ENERGETICA Y
FLUIDOMECANICA

**DESARROLLO DE UN MODELO PARA LA
CARACTERIZACION TERMoeCONOMICA DE CICLOS
COMBINADOS DE TURBINAS DE GAS Y DE VAPOR EN
CONDICIONES DE CARGA VARIABLE**

Antonio José Rovira de Antonio

TESIS DOCTORAL

Julio 2004

ISBN: 84-688-7098-6

DEP. LEGAL: M-28852-2004

A mis padres. A Rosy.

RESUMEN

En la actualidad, el interés por las plantas de potencia de ciclo combinado de gas y vapor ha experimentado un notable aumento debido a su alto rendimiento, bajo coste de generación y rápida construcción. El objetivo fundamental de la tesis es profundizar en el conocimiento de esta tecnología, insuficientemente conocida hasta el momento debido al gran número de grados de libertad que existen en el diseño de este tipo de instalaciones.

El estudio se realizó en varias fases. La primera consistió en analizar y estudiar las distintas tecnologías que se pueden emplear en este tipo de centrales, algunas muy recientes o en fase de investigación, como las turbinas de gas de geometría variable, las turbinas de gas refrigeradas con agua o vapor del ciclo de vapor o las calderas de paso único que trabajan con agua en condiciones supercríticas.

Posteriormente se elaboraron los modelos matemáticos que permiten la simulación termodinámica de cada uno de los componentes que integran las plantas, tanto en el punto de diseño como a cargas parciales. Al mismo tiempo, se desarrolló una metodología novedosa que permite resolver el sistema de ecuaciones que resulta de la simulación de cualquier configuración posible de ciclo combinado. De esa forma se puede conocer el comportamiento de cualquier planta en cualquier punto de funcionamiento.

Por último se desarrolló un modelo de atribución de costes para este tipo de centrales. Con dicho modelo, los estudios se pueden realizar no sólo desde un punto de vista termodinámico sino también termoeconómico, con lo que se pueden encontrar soluciones de compromiso entre rendimiento y coste, asignar costes de producción, determinar curvas de oferta, beneficios económicos de la planta y delimitar el rango de potencias donde la planta es rentable.

El programa informático, desarrollado en paralelo con los modelos de simulación, se ha empleado para obtener resultados de forma intensiva. El estudio de los resultados permite profundizar ampliamente en el conocimiento de la tecnología y, así, desarrollar una metodología de diseño de este tipo de plantas bajo un criterio termoeconómico.

II

ABSTRACT

The growing energy demand and the need of shrinking costs have led to the design of high efficiency and quick installation power plants. The success of combined cycle gas turbine power plants lies on their high efficiency, low cost and short construction lead time. The main objective of the work is to study in detail this technology, which is not thoroughly known owing to the great number of degrees of freedom that exist in the design of this kind of power plants.

The study is divided into three parts. Firstly, the different technologies and components that could be used in any configuration of a combined cycle gas turbine power plant are studied. Some of them could be of recent technology, such as the variable inlet guide vane compressors, the H-technology for gas turbine cooling or the once-through heat recovery steam generators, used with water at supercritical conditions.

Secondly, a mathematical model has been developed to simulate at full and part load the components of the power plant. At the same time, a new methodology is proposed in order to solve the equation system resulting for any possible power plant configuration. Therefore, any combined cycle gas turbine could be simulated at any part load condition.

Finally a thermoeconomic model is proposed. This model allows studying the power plant not only from a thermodynamic point of view but also from a thermoeconomic one. Likewise, it allows determining the generating costs or the cash flow, thus achieving a trade off between efficiency and cost. Likewise, the model calculates the part load range where the power plant is profitable.

Once the thermodynamic and thermoeconomic models are developed, they are intensively used in order to gain knowledge in the combined cycle gas turbine technology and, in this way, to propose a methodology aimed at the design of this kind of power plants from a thermoeconomic point of view.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a Manuel Valdés, tutor del trabajo, por dirigir la tesis, por la ayuda y los consejos que me ha proporcionado y por darme la oportunidad de realizar los estudios de doctorado dentro del Departamento. Igualmente quiero agradecer a Jesús Casanova el apoyo que me ha dado y la ayuda que siempre me ha ofrecido. De los dos he aprendido muchas cosas y, además, me han permitido establecer una gran relación personal con ellos.

También quiero agradecer a Santiago Sabugal, a Carlos Quintana y a todo su grupo de trabajo el apoyo que han ofrecido al proyecto donde se enmarcaba la tesis, así como los datos que nos han facilitado.

No me olvido del resto de miembros de la unidad docente de Motores Térmicos, José Manuel, José María y Florentino, ni de Maria Jesús, a los que agradezco sinceramente la ayuda que me han ofrecido. Igualmente agradezco a José Luís Rapún todo el legado de información que me dejó y la voluntad por ayudarme que ha mostrado.

También quiero recordar al personal laboral y a los profesores del laboratorio, así como a los compañeros de doctorado, con los que he compartido muy buenos momentos y con algunos de los cuales mantengo una gran amistad. Dentro de ellos quiero nombrar de manera especial a mi compañera de doctorado y amiga M^a Dolores, por su apoyo tanto en el trabajo como personal durante todo este tiempo.

Finalmente quiero agradecer a mis padres y a Rosy el apoyo y la ayuda que siempre me proporcionan, y a mi familia en general por el ánimo que me han dado.

INDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA TESIS	8
1.3. OBJETIVOS DE LA TESIS	9
1.4. RESUMEN DE CONTENIDOS	11
BIBLIOGRAFÍA	15
2. CICLOS COMBINADOS DE TURBINAS DE GAS Y VAPOR	25
2.1. INTRODUCCIÓN	25
2.2. DESCRIPCIÓN DE LOS CICLOS COMBINADOS DE TURBINAS DE GAS Y VAPOR	26
2.2.1. <i>Esquema general</i>	26
2.2.2. <i>Turbina de gas</i>	30
2.2.3. <i>Caldera de recuperación de calor</i>	35
2.2.4. <i>Ciclo de vapor</i>	42
2.2.5. <i>Parámetros de diseño de los ciclos combinados</i>	44
2.3. ECONOMÍA DE LOS CICLOS COMBINADOS	49
2.3.1. <i>Introducción al mercado eléctrico</i>	49
2.3.2. <i>Costes de producción</i>	50
2.3.3. <i>Curva de oferta y determinación del punto de funcionamiento</i>	52
2.3.4. <i>Posición de los ciclos combinados frente a otras plantas</i>	55
BIBLIOGRAFÍA	57

VI

3. SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DE PLANTAS DE POTENCIA DE CICLOS COMBINADOS	61
3.1. INTRODUCCIÓN	61
3.2. MODELO DE CÁLCULO EN EL PUNTO DE DISEÑO	63
3.2.1. <i>Turbina de gas</i>	63
3.2.2. <i>Caldera de recuperación de calor</i>	66
3.2.3. <i>Ciclo de vapor</i>	71
3.2.4. <i>Pérdidas exergéticas</i>	76
3.3. MODELIZACIÓN DE LA TURBINA DE GAS A CARGAS PARCIALES	80
3.3.1. <i>Regulación de la carga</i>	80
3.3.2. <i>Comportamiento del compresor</i>	81
3.3.3. <i>Comportamiento de la cámara de combustión</i>	85
3.3.4. <i>Comportamiento de turbina</i>	85
3.3.5. <i>Compatibilidad de los parámetros pseudo-adimensionales.</i>	87
3.4. MODELIZACIÓN DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR	90
3.4.1. <i>Transmisión de calor en calderas de recuperación.</i>	90
3.4.2. <i>Ecuaciones alternativas para el cálculo a cargas parciales en economizadores, evaporadores y sobrecalentadores.</i>	94
3.4.3. <i>Transmisión de calor en intercambiadores de doble flujo.</i>	98
3.4.4. <i>Transmisión de calor en fluidos supercríticos.</i>	104
3.4.5. <i>Variación del coeficiente global de transmisión de calor a cargas parciales.</i>	109
3.4.6. <i>Variación del coeficiente global de transmisión de calor a cargas parciales en fluidos supercríticos.</i>	113

3.5.	MODELIZACIÓN DEL CICLO DE VAPOR	116
3.5.1.	<i>Modelo y comportamiento de la turbina de vapor.</i>	116
3.6.	RESOLUCIÓN DEL SISTEMA	118
3.6.1.	<i>Descripción de los métodos de resolución de ecuaciones no lineales.</i>	119
3.6.2.	<i>Metodología propuesta.</i>	123
3.6.3.	<i>Posibles procesos de resolución del sistema o individuos</i>	125
3.6.4.	<i>Caracterización de las ecuaciones</i>	126
3.6.5.	<i>Elaboración de la función objetivo</i>	127
3.6.6.	<i>Aplicación a una caldera de recuperación de calor</i>	130
	BIBLIOGRAFÍA	136
4.	MODELOS TERMOECONÓMICOS DE LOS CICLOS COMBINADOS	139
4.1.	INTRODUCCIÓN. DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS	139
4.1.1.	<i>Tipos de valoraciones</i>	140
4.1.2.	<i>Modelo del coste de generación</i>	141
4.1.3.	<i>Modelo del flujo anual de caja</i>	142
4.1.4.	<i>Comparación de los modelos de flujo de caja y de coste de generación</i>	143
4.1.5.	<i>Introducción a los modelos de coste exergético.</i>	145
4.2.	DESARROLLO DE LOS MODELOS	147
4.2.1.	<i>Ecuación de costes</i>	147
4.2.2.	<i>Coste de amortización</i>	148

VIII

4.2.3.	<i>Gasto de combustible</i>	156
4.2.4.	<i>Coste de operación y mantenimiento</i>	156
4.2.5.	<i>Estado final de los modelos</i>	157
4.3.	APLICACIONES	159
4.3.1.	<i>Influencia y optimización de los parámetros de diseño del ciclo combinado.</i>	159
4.3.2.	<i>Aplicación al estudio a cargas parciales. Curva de oferta</i>	161
4.3.3.	<i>Análisis de inversiones</i>	162
4.3.4.	<i>Variación del precio de combustible y tasación por emisiones de CO₂</i>	164
	BIBLIOGRAFÍA	165
5.	RESULTADOS	169
5.1.	ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO	169
5.1.1.	<i>Parámetros de la turbina de gas</i>	169
5.1.2.	<i>Parámetros del ciclo de vapor</i>	194
5.1.3.	<i>Revisión de los diseños</i>	247
5.1.4.	<i>Selección de la configuración de la caldera de recuperación de calor</i>	248
5.2.	RESULTADOS A CARGA PARCIAL	252
5.2.1.	<i>Turbina de gas</i>	252
5.2.2.	<i>Ciclo de vapor</i>	262
5.3.	ANÁLISIS DEL PRECIO DEL COMBUSTIBLE E INFLUENCIA DE LOS PARÁMETROS ECONÓMICOS	279
5.3.1.	<i>Análisis del precio del combustible</i>	279

5.3.2.	<i>Análisis de la tasa de descuento o interés</i>	281
5.3.3.	<i>Análisis del coste de la caldera y del ciclo de vapor</i>	282
5.4.	METODOLOGÍA PROPUESTA PARA EL DISEÑO DE CICLOS COMBINADOS	286
5.4.1.	<i>Selección de la turbina de gas</i>	287
5.4.2.	<i>Selección del tipo de configuración de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor</i>	289
5.4.3.	<i>Determinación del valor de los parámetros de diseño de la caldera y del ciclo de vapor</i>	292
5.5.	VALIDACIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN	295
5.5.1.	<i>Validación del modelo de la turbina de gas</i>	296
5.5.2.	<i>Validación de los modelos de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor</i>	298
5.5.3.	<i>Validación del modelo de la caldera con agua en condiciones supercríticas</i>	301
6.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	305
6.1.	INTRODUCCIÓN A LAS CONCLUSIONES	305
6.2.	CONCLUSIONES SOBRE EL MODELO MATEMÁTICO, EL MODELO TERMOECONÓMICO E INNOVACIONES DE LA TESIS	306
6.3.	CONCLUSIONES SOBRE LOS RESULTADOS	311
6.4.	TRABAJOS FUTUROS	315
ANEXO 1. ALGORITMOS GENÉTICOS, APRENDIZAJE DE MÁQUINAS BASADO EN ALGORITMOS GENÉTICOS Y SISTEMAS CLASIFICADORES		317
ALGORITMOS GENÉTICOS		317

APRENDIZAJE DE MÁQUINAS BASADO EN ALGORITMOS GENÉTICOS Y SISTEMAS CLASIFICADORES.	318
BIBLIOGRAFÍA	320
ANEXO 2. CARACTERIZACIÓN DE LAS ECUACIONES DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN	321
ANEXO 3. TABLAS PARA LA ASIGNACIÓN DE COSTES DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN Y DE LA TURBINA DE VAPOR	325
CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR	325
TURBINA DE VAPOR	326
ANEXO 4. EJEMPLO DE UTILIZACIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN DE CICLOS COMBINADOS	327
INTRODUCCIÓN AL PROGRAMA	327
EJEMPLO DE CÁLCULO. CONFIGURACIÓN 3PR	334
BIBLIOGRAFÍA	339
LISTADO DE FIGURAS	351
LISTADO DE TABLAS	365

SÍMBOLOS Y ABREVIACIONES

Símbolo	Descripción	Unidad
1P	Configuración de 1 nivel de presión	
2P	Configuración de 2 niveles de presión	
2PR	Configuración de 2 niveles de presión con recalentamiento	
3PR	Configuración de 3 niveles de presión con recalentamiento	
1PS	Configuración de 1 nivel de presión en condiciones supercríticas	
3PRS	Configuración de 3 niveles de presión con recalentamiento y el nivel de alta en condiciones supercríticas	
A	Área de intercambio de calor	m^2
AP	Approach Point	K
C_a	Coste de amortización	€/año
C_{comb}	Gasto anual de combustible	€/año
C_{kWh}	Coste de producción del kilovatio-hora	€/kWh
C_{o-m}	Coste de operación y mantenimiento	€/año
c_p	Calor específico a presión constante	$kJ/(kg \cdot K)$
C_T	Coste total anual	€/año
$ELEP$	Punto final de la línea de expansión	KJ/kg
F	Coste unitario del combustible	€/kWh
$F_{\Delta TLM}$	Factor de corrección para utilizar la diferencia media logarítmica de temperaturas.	
FO	Función objetivo (de un algoritmo genético)	
G	Función de Gibbs	kW
h	Entalpía	kJ/kg
	Tiempo medio de utilización	Horas/año
	Coefficiente de película	$W/(m^2 \cdot K)$
i	Tasa de descuento o interés	

XII

I_e	Destrucción exergética	kW
I_Q	Destrucción exergética debida al intercambio de calor	kW
Inv	Inversión	€
J	Matriz Jacobiana	
J_S	Flujo entrópico calorífico	kW/K
\dot{m}	Gasto másico	kg/s
N	Vida	Años
N_e	Potencia efectiva	KW
P	<div> <div></div> <div>Presión</div> <div>Precio de venta de la energía</div> </div>	<div> <div>bar</div> <div>€/kWh</div> </div>
PCI	Poder calorífico inferior del combustible	KJ/kg
PP	Pinch Point	K
q	Gasto másico pseudo-adimensional	
\dot{Q}	Calor	kW
R	Constante de los gases	KJ/(kg·K)
s	Entropía	KJ/(kg·K)
T	Temperatura	K
ΔT	Diferencia terminal de temperaturas	K
ΔT_{LM}	Diferencia media logarítmica de temperaturas	K
T_{et}	Temperatura de entrada a la turbina de gas	K
U	Coeficiente global de transmisión de calor	kW/(K·m ²)
UA	Producto del coeficiente de transmisión de calor por el área de intercambio	kW/K
$UEEP$	Punto final real de la línea de expansión	KJ/kg
\dot{W}	Potencia	kW
\tilde{W}	Potencia media anual	kW

Letras griegas

β	Factor de carga de capital o factor de anualidad	1/años
---------	--	--------

γ	Relación de calores específicos	
η	Rendimiento	
$\bar{\eta}$	Rendimiento medio anual	
$\eta_{is\ c}$	Rendimiento isentrópico del compresor	
$\eta_{is\ t}$	Rendimiento isentrópico de la turbina	
η_m	Rendimiento mecánico	
ρ	Relación de compresión	
σ	Generación entrópica	kW/K
ω	Velocidad de giro	1/s
$\tilde{\omega}$	Velocidad de giro pseudo-adimensional	

Subíndices

a	Aire
Alim	Alimentación
amb	Condiciones ambientales
AP	Nivel de alta presión
BP	Nivel de baja presión
CC	Ciclo combinado
CComb	Cámara de combustión
Cond	Condensación
CRC	Caldera de recuperación de calor
CV	Ciclo de vapor
Desg	Desgasificador
ec	Economizador
ent	Entrada
esc	Escape
ev	Evaporador
f	Combustible
G, g	Gas

XIV

IP	Nivel de presión intermedia
Ref	Refrigeración
sal	Salida
sb	Sobrecalentador
sc	Intercambiador de calor en condiciones supercríticas
TG	Turbina de gas
V	Vapor

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Revisión bibliográfica

La creciente demanda de energía y el funcionamiento del mercado eléctrico requieren la implantación de nuevas plantas de potencia de alto rendimiento, bajo coste de generación y rápida construcción. Las centrales de ciclo combinado han ganado aceptación debido a su buen rendimiento, a sus reducidos niveles de emisiones y a su corto tiempo de puesta en marcha en comparación con las plantas de potencia tradicionales. Por ese motivo, en nuestro país se están instalando y se van a instalar o reconvertir un gran número de centrales con esa tecnología.

Se denomina ciclo combinado a la integración de dos o más ciclos termodinámicos de potencia de forma que el conjunto proporcione una mayor o más eficiente conversión de energía en forma de calor o trabajo. De entre todos los posibles, los más extendidos son los constituidos por turbinas de gas y de vapor (a los que a partir de ahora se hará referencia como ciclo combinado), debido a que con la integración de ambas tecnologías se obtienen grandes potencias con un rendimiento muy elevado, que además se ha visto incrementado por las mejoras en la tecnología de las turbinas de gas. La implantación de estas centrales también se ha visto favorecida por el fácil suministro del gas natural y las bajas emisiones de dióxido de carbono que presentan, características que le proporcionan ya en el presente, pero más aún en el futuro, grandes ventajas económicas frente a otro tipo de centrales.

En el estudio de ciclos combinados es de suma importancia tener en cuenta una serie de parámetros que determinan la eficiencia en la conversión de la energía (como pueden ser la relación de compresión, la temperatura de entrada de los gases de combustión a la turbina de gas, la presión y la temperatura del vapor o diferentes temperaturas en la caldera de recuperación que afectan a la transmisión de calor). A la hora de diseñar se debe conocer cómo influye cada uno de estos parámetros, llamados parámetros de diseño, en las prestaciones del ciclo. Algunos de ellos podrán variarse

hasta alcanzar rendimientos máximos, mientras que en otros siempre se presentará la misma tendencia y se deberá establecer su valor según criterios operativos o técnicos.

En la bibliografía se puede encontrar información acerca de los parámetros de diseño más importantes. Horlock (1992 [1]) y Kehlhofer *et al.* (1999 [2]) estudian de forma general los fundamentos termodinámicos de los ciclos combinados, analizando la influencia de los parámetros relativos a la turbina de gas –como la relación de compresión o la temperatura de entrada y de salida de la turbina–, de los parámetros de la caldera de recuperación de calor –como los niveles de presión, diferencia de temperaturas terminal, pinch point y approach point– y describen distintas configuraciones de ciclos combinados, presentando, por tanto, numerosos casos particulares. Cerri (1987 [3]) y Finckh y Pfof (1992 [4]) también hacen un estudio de algunos parámetros relativos tanto a la turbina de gas como al ciclo de vapor.

Se pueden encontrar trabajos en los que la investigación se centra más en componentes o características específicas y no en términos tan globales como los anteriores. La turbina de gas es estudiada, por ejemplo, por Franco y Casarosa (2002 [5]), que señalan la importancia de la temperatura de escape de la turbina de gas y además proponen soluciones para el futuro que no necesariamente pasan por incorporar turbinas de gas de muy reciente tecnología, sino que optimizan los recalentamientos y los niveles de presión. Najjar (2001 [6]) y Carcasci y Facchini (2000 [7]) estudian las prestaciones de los ciclos combinados cuando se usan turbinas de gas de nueva generación, de las que se hablará durante el desarrollo de la tesis, combinando además las soluciones que los distintos fabricantes proponen e introduciendo incluso turbinas de gas de ciclo regenerativo. Smith (1999 [8]) y otros artículos técnicos (staff report, 1999 [9]) también discuten las ventajas de la incorporación de turbinas de última tecnología.

La caldera de recuperación de calor la estudian entre otros Bolland (1991 [10]), que se concentra en los niveles de presión, Huang (1990 [11]) que estudia sobre todo el pinch point y los niveles de presión o Franco y Russo (2002 [12]), que estudian además la temperatura de salida de los sobrecalentadores. Otros estudios son los de

Rufli (1987 [13]), o los realizados por el propio equipo de investigación (Valdés y Rapún, 2000 [14]; Rapún, 1999 [15]; Valdés *et al.* (2003 [16] y 2004 [17]). Croonenbrock *et al.* (1996 [18]) y Semedard y Scheffknecht (1997 [19]) trabajan sobre el diseño físico de las calderas. Finalmente, Dechamps y Galopin (1997 [20]), Galopin (1998 [21]) y Dechamps (1998 [22]) discuten los problemas en la caldera al trabajar con presiones supercríticas (aunque utilizando la diferencia logarítmica de temperaturas que, como se pone de manifiesto en este trabajo, en una segunda aproximación puede conducir a resultados no del todo precisos). Wippel y Loth (1999 [23]) simulan el comportamiento dinámico de la caldera al trabajar también con presiones supercríticas.

También existen numerosos estudios fundamentados en el segundo principio enfocados a los sistemas térmicos en general y a los ciclos combinados en particular, como los de Horlock (1992 [1] y 2000 [24]), Moran y Sciubba (1994 [25]), Oh *et al.* (1996 [26]), Tsatsaronis *et al.* (1994a,b [27], [28]) o Facchini *et al.* (2000 [29]). Por otro lado, Song *et al.* (2002 [30]) estudian la turbina de gas y Reddy *et al.* (2002 [31]) lo enfocan a la caldera, que son las principales fuentes de destrucción exergética en una planta de ciclo combinado.

Los parámetros de diseño son también fundamentales en la valoración económica de la planta. Se debe por tanto estudiar cómo varía el coste de la planta cuando éstos se modifican. Por lo general, un aumento en el rendimiento suele implicar el aumento de la inversión. De ese modo será necesario encontrar un compromiso entre el rendimiento y el coste. Por tanto, en el diseño de los ciclos se debe procurar alcanzar un óptimo termoeconómico, que haga más viable a la planta, mejor que uno termodinámico, que en muchas ocasiones no existe y, además, no tiene en cuenta el coste.

Existe numerosa bibliografía respecto a los modelos termoeconómicos. El-Sayed (1996a [32], 1996b [33]), Frangopoulos (1987 [34], 1988 [35], 1991[36]), Frangopoulos y Bulmetis (1992 [37]), Valero *et al.* (1994b [38]) y Tsatsaronis (1993 [39], 1994c [40]) proponen modelos bastante similares basados en una

descomposición de los elementos del sistema térmico en subsistemas más pequeños y aplican un balance de costes a cada flujo de exergía. Da Gama y Nebra (1999 [41]) hacen un buen resumen de los métodos anteriores, mostrando sus diferencias teóricamente y con un caso práctico. Agazzani y Masardo (1997 [42]) utilizan también un coste exergético para analizar y optimizar el coste de producción de energía en plantas previamente simuladas, y Kim *et al.* (1998 [43]) aplican uno similar a una cogeneración. Los modelos de coste exergético resultan muy completos pero a la vez de muy compleja elaboración. En el presente trabajo se justifica la utilización de modelos más fácilmente aplicables. Franco y Russo (2002 [12]) y Liszka *et al.* (2003 [44]) hacen un estudio termoeconómico de la caldera de recuperación. Dechamps (1995a [45]) desarrolla una metodología para encontrar un compromiso entre rendimiento y coste por kilovatio hora generado y la aplica a distintos parámetros en varias configuraciones de ciclo combinado. Attala *et al.* (2001 [46]) proponen un método de simulación y una optimización termoeconómica basada en los flujos de caja anuales, parecida a que se usa en este trabajo y validando el modelo con una central de Nuovo Pignone. Horlock (1992 [1], 1995 [47]) presenta una metodología para valorar económicamente este tipo de centrales. Kehlhofer *et al.* (1999 [2]) hacen un estudio del mercado eléctrico para analizar la conveniencia de la implantación de ciclos combinados y estudiar la viabilidad de las distintas opciones que se puedan presentar.

Por otro lado, Colpier y Cornland (2002 [48]) orientan su estudio económico a la elaboración para el coste de una curva de aprendizaje o experiencia, teniendo en cuenta el estado actual de los ciclos combinados y extrapolando los resultados para el futuro. Fichtner *et al.* (2002 [49]) y Naughten (2003 [50]) también hacen un estudio de viabilidad de los ciclos combinados, comparándolos con otras alternativas. Este último, además, desglosa el coste en sus distintas componentes, lo que servirá de ayuda para establecer el modelo de atribución de costes. Sundberg y Henning (2002 [51]) hacen estudios frente a variaciones del precio del combustible.

Una vez conocidos los fundamentos termodinámicos de los ciclos combinados y establecida su valoración económica o termoeconómica, el siguiente paso son los estudios de optimización. En este campo destacan varios trabajos; los trabajos antes mencionados de El-Sayed, que mezcla los conceptos de coste y exergía para desarrollar una metodología de optimización mediante multiplicadores de Lagrange. Los igualmente antes mencionados Agazzani y Massardo, Frangopoulos y Valero, así como Lenti *et al.* (1989 [52]) utilizan un coste exergético muy parecido al de El-Sayed y el análisis funcional desarrollado por Frangopoulos para estudiar y optimizar el coste de producción de energía en plantas previamente simuladas, añadiendo incluso costes medioambientales. Rapún (1999 [15]) y Valdés y Rapún (2000 [53]) proponen una optimización mediante coeficientes de influencia, Casarosa *et al.* (2003 [54]) optimizan la caldera de recuperación mediante un método simplex y Attala *et al.* (2001 [46]), Valdés *et al.* (2003 [16]) y Pelster *et al.* (2001 [55]) usan algoritmos genéticos.

Dentro de un marco tan grande como es el del mercado eléctrico, es evidente que existen diversos escenarios con requerimientos distintos en los que se ha de llegar a la solución más apropiada en cada caso. Por tanto, se debe tener en cuenta que en el funcionamiento de estas plantas no siempre se trabaja en condiciones de diseño, por lo que cuando exista una gran variabilidad de demanda de energía será vital proporcionar grandes rangos de potencia a alto rendimiento y bajo coste. En este campo existe, por lo general, menos literatura. Harvey *et al.* (2000 [56]) señalan la necesidad de realizar estudios de este tipo. De nuevo Horlock (1992 [1]) y Kehlhofer *et al.* (1999 [2]) presentan un estudio teórico. Song *et al.* (2002 [30]) realizan un análisis exergético a una turbina de gas a cargas parciales pero sin desarrollar cálculos económicos. La turbina de gas también es simulada a cargas parciales por Dechamps *et al.* (1995b [57]), Najjar (1994 [6]), Rapún *et al.* (1995 [58]) y Kim (2004 [59]). La caldera de recuperación es estudiada por Weir (1988 [60]). El-Sayed (1999 [61]) presenta unos resultados de una simulación a cargas parciales de un ciclo combinado mediante una serie de relaciones empíricas para predecir el comportamiento de los sistemas y hace

hincapié en la necesidad de caracterizar los componentes para efectuar este tipo de simulaciones. Rapún (1999 [15]), Valdés y Rapún (2000 [14]), Valdés *et al.* (2004 [17]) y Rovira *et al.* (2003a [62]) simulan todo el ciclo combinado fuera de las condiciones de diseño caracterizando cada uno de los componentes.

Para llevar a cabo este tipo de estudios es necesario contar con modelos matemáticos capaces de simular, tanto a plena potencia como a carga parcial, los elementos que componen estos ciclos. En la mayoría de las referencias anteriores la simulación en el punto de diseño se realiza mediante balances térmicos. Los que realizan análisis u optimizaciones termoeconómicas añaden un módulo específico que tiene en cuenta el coste en función del tamaño de la instalación o de las propias características físicas de los componentes de la planta. Algo parecido ocurre si lo que se desea es calcular el ciclo combinado fuera de diseño. Para tal propósito es necesario conocer y modelar las leyes que rigen el comportamiento de los componentes en cualquier condición de uso. En la bibliografía se pueden encontrar modelos matemáticos con los que es posible lograr dicho objetivo. Por ejemplo, Muñoz *et al.* (2002 [63]) y Cohen *et al.* (1987 [64]) estudian ampliamente el diseño y comportamiento de las turbomáquinas, El-Gammal (1991 [65]) y Stamatis *et al.* (1990 [66]) proporcionan unas curvas características con las que se puede extrapolar el funcionamiento de casi todas las turbinas comerciales en cualquier condición, García *et al.* (2003 [67]) proponen las curvas características del compresor a partir de sus parámetros de diseño y algunos parámetros relativos a su diseño geométrico, Zhang y Cai (2002 [68]) proponen unas correlaciones (no curvas características) para predecir su comportamiento y El-Sayed (1999 [61]) para predecir el de las turbinas con compresor de geometría variable. Las ecuaciones que describen el comportamiento de la caldera de recuperación de calor se pueden obtener en Kehlhofer *et al.* (1999 [2]) y Rapún (1999 [15]) entre otros. Finalmente Kostyuk y Frolov (1998 [69]) y Spencer *et al.* (1974 [70]) proponen unas correlaciones para la turbina de vapor.

Para la simulación del ciclo son necesarias igualmente correlaciones con las que se puedan calcular las propiedades termodinámicas del gas y del agua y el vapor. Las

propiedades de los gases se pueden obtener en Rivkin (1979 [71]) o en las tablas de Janaf (Stull y Prophet, 1971 [72]). Las del agua y el vapor se pueden encontrar en Muneer (1991 [73]) o Fernades (1995 [74]). Las correlaciones proporcionadas por la IAPWS (Staff report, 1997 [75]) son de una gran precisión, siendo aplicables incluso en condiciones supercríticas.

Por otro lado, el estudio de la transmisión de calor se puede obtener en Weir (1988 [60]), donde también se proporcionan las correlaciones para la pérdida de carga tanto del lado del gas como del agua o el vapor y en Dittus y Boelter (1930 [76]) donde se proponen correlaciones para el coeficiente de transmisión de calor de fluidos en tuberías. En los trabajos de Cheng *et al.* (2003 [77]), Dechamps y Galopin (1997 [20]) y Lee y Howell (1998 [78]) se proponen correlaciones para determinar la pérdida de carga del agua en condiciones supercríticas.

Las propiedades del agua a presiones supercríticas requieren un estudio más detenido. En la bibliografía se pueden encontrar trabajos que muestran diversos efectos producidos por el enrarecimiento de los fluidos en dichas condiciones. Masuda *et al.* (2002 [79]) describe brevemente en su trabajo el efecto pistón en el calentamiento de fluidos supercríticos, aunque este fenómeno no es importante si se presenta convección. Otros efectos más importantes en la convección son la llamada “mejora de la transmisión de calor” y sobre todo el “deterioro de la transmisión de calor”. Estos fenómenos han sido estudiados principalmente en el campo de la tecnología nuclear. Algunos de estos trabajos se remontan a los años 70, como el de Yamagata *et al.* (1972 [80]). En otros más actuales se revisan diversas correlaciones, como en los de Cheng *et al.* (2003 [77]) y Squarer *et al.* (2003[81]). Scalabrin y Piazza (2003 [82]) describen brevemente también estos fenómenos y Lee y Howell (1998 [78]) desarrollan modelos numéricos para estudiarlos.

Por otra parte, también es necesario disponer de las herramientas matemáticas y computacionales adecuadas para desarrollar las simulaciones. Los sistemas de ecuaciones que resultan del acoplamiento de todos los componentes del ciclo combinado son de gran complejidad debido a la topología de las funciones y al

número de incógnitas que aparecen. Existe mucha literatura que hace referencia al cálculo numérico, como por ejemplo Burden y Douglas (1985 [83]) o Volkov (1990 [84]). Rheinboldt (1974 [85]) se centra exclusivamente en la resolución numérica de sistemas de ecuaciones no lineales. Stoecker (1989 [86]) se centra en los sistemas térmicos. En todos ellos se enuncian los métodos de Newton-Raphson y de sustituciones sucesivas, que son los más empleados en la resolución de este tipo de sistemas. El último de ellos será el empleado en esta tesis.

1.2. Justificación de la tesis

El objetivo fundamental de la tesis es el estudio de la optimización termoeconómica de plantas de potencia de ciclo combinado de turbinas de gas y vapor. En un momento en el que el mercado eléctrico, las necesidades energéticas y los requerimientos medioambientales están en fase de cambio, se considera muy oportuno realizar estudios profundos sobre este tipo de centrales que, a corto y medio plazo, son sin duda alguna la alternativa más viable en el mundo de la generación eléctrica. No en vano son muchos los aspectos positivos que introducen; se están obteniendo actualmente rendimientos del 55-60% utilizando turbinas de gas de última tecnología y se pretende superar la barrera del 60% con el perfeccionamiento de dicha tecnología y con la introducción de los ciclos supercríticos. Las emisiones de CO₂ se ven enormemente favorecidas por el uso de gas natural, ventaja no sólo medioambiental sino también económica ante eventuales tasaciones por emisión. Finalmente, los tiempos de instalación y puesta en marcha son muy cortos y el coste del kilovatio instalado y la inversión requerida muy competitivos.

Por otro lado, existen todavía muy pocas centrales de tecnología actual en funcionamiento. Por lo tanto se cuenta con poca experiencia de operación y se carece de un conocimiento tan profundo como en otros tipos de centrales. Del mismo modo, todavía son pocos los estudios sobre las soluciones de reciente introducción, como las turbinas de gas de geometría variable, la refrigeración de las turbinas de gas por medio del agua del ciclo de vapor o la introducción de ciclos supercríticos con calderas de

paso único, por lo que se considera muy interesante realizar contribuciones en este campo, sobre todo en la caracterización de dichos componentes y su estudio a cargas parciales.

Todo esto, unido a que las configuraciones que pueden adoptar las centrales de ciclo combinado son casi siempre un caso particular que depende de las necesidades energéticas del entorno donde se va a instalar, hace necesario su estudio tanto termodinámico como termoeconómico mediante herramientas que puedan simular el comportamiento de cualquiera de esos casos particulares, que como se verá a lo largo del trabajo, difiere mucho dependiendo de la configuración elegida y de las necesidades de potencia.

Por todas estas razones, tanto el sector público como el privado demanda estudios de éstas características. El Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la E.T.S. de Ingenieros Industriales de la U.P.M. mantiene una línea de investigación centrada en este campo desde la pasada década. La tesis doctoral de D. José Luis Rapún Jiménez (Rapún, 1999 [15]) es el antecedente inmediato de la presente dentro del departamento. Dicha línea de investigación ha conducido además a la publicación de diversos artículos y publicaciones en congresos (Rapún *et al.*, 1995 [58]; Valdés y Rapún, 2000 [14]; Rovira *et al.* 2003a [62] y 2003b [87]; Durán *et al.*, 2003 [88]; Valdés *et al.*, 2003 [16] y 2004 [17]). El trabajo que aquí se desarrolla, a parte de pertenecer a la línea de investigación mencionada, es fruto de un contrato de colaboración entre el propio departamento y una importante empresa del sector eléctrico español.

1.3. Objetivos de la tesis

El objetivo principal de la tesis es el estudio termoeconómico de las plantas de potencia de ciclo combinado. Para lograr dicho objetivo es necesario dividir el trabajo en diversas fases, que son la simulación termodinámica, la elaboración de los modelos termoeconómicos y el desarrollo de las herramientas necesarias.

De la revisión bibliográfica efectuada se desprende que durante la última década han evolucionado y se han desarrollado nuevas tecnologías en las turbinas de gas y en la integración entre los ciclos de gas y vapor dentro de los ciclos combinados. De ese modo, el primer objetivo será el estudio de esas tecnologías. Éste estudio se basará en la modelización y caracterización de los componentes de última tecnología. Del mismo modo se realizan estudios análogos sobre componentes que, si bien no son de última tecnología, no habían sido modelados en trabajos anteriores dentro del departamento, como por ejemplo los intercambiadores de calor con dos flujos fríos en paralelo.

Una vez cubiertas las carencias anteriores, el siguiente objetivo será desarrollar un modelo matemático para la simulación de ciclos combinados que incorpore los nuevos componentes y que se pueda aplicar a todas las configuraciones posibles que actualmente existen o puedan ser interesantes. Dicha simulación se realizará en condiciones de diseño (a plena carga) y a cargas parciales. La posibilidad de calcular el ciclo a cargas parciales permitirá elegir y optimizar el tipo de planta más apropiada con sus parámetros idóneos para cada escenario energético que se pueda plantear, así como caracterizar los componentes. La obtención de resultados a carga parcial con los nuevos componentes incorporados y su caracterización se considera igualmente muy atractiva ya que existen todavía pocos estudios sobre este aspecto en la literatura técnica.

Finalmente se elaborarán los modelos termoeconómicos que serán igualmente aplicados tanto en el punto de diseño como a cargas parciales. La incorporación de un modelo termoeconómico no sólo permite una primera valoración económica de la planta sino que permite llegar a un compromiso entre coste y rendimiento y, por tanto, llegar a un diseño óptimo (que termodinámicamente sería inalcanzable). La aplicación de los modelos a cargas parciales permite trabajar con aspectos muy interesantes, como el estudio termoeconómico con una perspectiva de distintos escenarios energéticos posibles, la determinación del rango de potencias en el que la planta es rentable o la elaboración de curvas de oferta. Estas cuestiones deben ser

cuidadosamente estudiadas en el diseño de las plantas, ya que con la nueva regulación del mercado en muchos países, la venta de la energía generada no está asegurada y es necesario ser competitivo en grandes rangos de potencia.

La obtención de los objetivos anteriores permitirá la elaboración de una metodología de optimización que pueda ser utilizada en el diseño de nuevas plantas de ciclo combinado, en el estudio de plantas ya existentes o en la valoración de plantas de tecnología más antigua en las que pudiera ser viable su reconversión. Con dicha metodología se podrán determinar cuáles son los parámetros más influyentes en las prestaciones del ciclo y en los resultados económicos, cómo deben ser variados para mejorar dichos resultados y cómo debe regularse la carga del ciclo combinado. Todo esto se podrá efectuar conociendo un mínimo de datos intuitivos y de fácil obtención, mostrándose además resultados rápidamente interpretables. Así, la herramienta puede ser utilizada no sólo para el diseño de cada uno de los componentes del ciclo sino también para discriminar y evaluar las distintas opciones que se les puedan ofrecer a los productores de energía como “llave en mano”, de tal forma que añada valor en forma de un conocimiento más profundo de este tipo de centrales.

1.4. Resumen de contenidos

Una vez realizada la revisión bibliográfica y expuestos los objetivos de la tesis, en este apartado se resume brevemente dónde y cómo se van a abordar. Además se introduce la herramienta informática desarrollada y utilizada para la elaboración del trabajo y, posteriormente, una técnica desarrollada para la resolución de sistemas ecuaciones que ha mostrado ser de gran utilidad en problemas como el que se plantea.

En primer lugar, en el capítulo 2 se describen las generalidades de los ciclos combinados. En él se destacan los aspectos termodinámicos más importantes y sus características principales. Se describen las distintas configuraciones y opciones que actualmente son posibles así como los últimos avances y tendencias futuras. Igualmente se destacan los parámetros operativos y de diseño más relevantes en este tipo de centrales. Por último se hace una introducción a la economía de los ciclos

combinados y el mercado eléctrico, destacando de nuevo sus características principales pero ahora desde el punto de vista económico.

En el capítulo 3 se desarrolla el modelo matemático para la simulación de ciclos combinados. Dicha simulación se realizará en condiciones de diseño y a cargas parciales. En el primer caso mediante los balances térmicos y de materia, y en el segundo introduciendo o calculando ciertas características de los componentes, como pueden ser el área y el diseño de los intercambiadores de calor o las curvas características de las turbomáquinas. Dentro de estos componentes que se podrán utilizar se modelizan y caracterizan, como se ha indicado anteriormente, diferentes soluciones de última tecnología como pueden ser los compresores de geometría variable, las turbinas de gas refrigeradas con agua del ciclo de vapor o las calderas de paso único para la utilización con presiones supercríticas. Se añaden también elementos que en los antecedentes del trabajo no se habían simulado y se mejoran los modelos existentes. El modelo de la turbina de gas se desarrolla en el apartado 3.3, el de la caldera de recuperación en el 3.4 y el del ciclo de vapor en el 3.5.

Se ha optado por elaborar un programa de simulación propio, entre otras cosas para tener el control de cada uno de los parámetros que, en cualquier momento de la investigación, requieran ser evaluados. En la actualidad existen diversos programas – comerciales o no– pero en ninguno de ellos se puede tener el control absoluto de las variables del sistema ni el conocimiento de los modelos matemáticos que emplean ni del método de resolución. Se recurrirá a la programación orientada a objetos con el fin de poder simular cualquier tipo de configuración de las plantas de potencia sin necesidad de reprogramar y recompilar cada vez que se introduzca un cambio.

El apartado 3.6 trata sobre el sistema de ecuaciones resultante de la aplicación de dichos modelos. Su resolución se realiza por el método de sustituciones sucesivas. Como se discute en el capítulo, se opta por utilizar dicho método debido a que las ecuaciones que conforman el sistema son altamente no lineales y con un número muy elevado de incógnitas, y por lo tanto los métodos de Newton-Raphson presentan una mala convergencia. El inconveniente radica en que se desea que el usuario de la

herramienta tenga la libertad de configurar el ciclo combinado de una manera totalmente flexible, añadiendo o suprimiendo los distintos componentes que estime oportuno. Esta flexibilidad se traduce en que el sistema de ecuaciones ni es fijo ni queda confinado a un número de configuraciones definidas de antemano. Para resolver este problema sin que el usuario tenga que tomar ninguna decisión relativa a la resolución del sistema, se ha desarrollado una herramienta basada en algoritmos genéticos y métodos de aprendizaje (inteligencia artificial) para que el programa sea capaz de determinar el proceso de resolución. En dicha sección se desarrolla y se discute dicha metodología y en el anexo 1 se dan las bases de los algoritmos genéticos y el aprendizaje de máquinas basado en algoritmos genéticos. Esta aportación se considera original y también muy atractiva, ya que la herramienta puede ser utilizada en muchas otras áreas de ingeniería sin requerir cambios ni adaptaciones y además ha proporcionado resultados muy satisfactorios.

Otro objetivo es la elaboración de los modelos termoeconómicos, que se desarrollan en el capítulo 4. Se consideran dos estrategias; una que evalúa el coste de generación por kilovatio hora y otra el flujo de caja anual (teniendo en cuenta el precio de venta de la energía a la red). Se discute la utilidad de cada una de ellas y se comparan los resultados a los que conduciría una optimización termoeconómica con una u otra. Como se verá, estos óptimos dependerán de la estrategia utilizada [Valdés *et al.*, (2003) [16]; Rovira *et al.* (2003a) [62]]. Todas ellas ya han sido utilizados (descritas o utilizadas en casos particulares, pero no de manera intensiva, a cargas parciales o con los componentes de nueva tecnología) por diversos autores (Horlock, 1992 [1]; Kehlhofer *et al.*, 1999 [2]; Attala *et al.*, 2001 [46]; Valdés *et al.*, 2003 [16] y 2004 [17]; Durán *et al.*, 2003 [88]; Rovira *et al.*, 2003a [62] y 2003b [87]) y serán aplicados tanto en el punto de diseño como a cargas parciales. Se decidió desarrollar estos modelos en lugar de los modelos de coste exergético debido a la sencillez de interpretación de los resultados económicos (con parámetros muy utilizados en el campo de la generación y del mercado eléctrico), además de requerir un menor número de datos de partida. Finalmente, se muestran las distintas aplicaciones en las

que se pueden utilizar, como es el estudio del punto de diseño y del comportamiento a cargas parciales, la evaluación de las inversiones en nuevas instalaciones o en plantas reconvertidas y el comportamiento económico de la planta ante posibles variaciones del precio del combustible o variaciones de la demanda energética.

En el capítulo 5 se muestran los resultados obtenidos. Una vez desarrollado el modelo matemático se puede analizar la influencia de los parámetros de diseño en las distintas configuraciones de las centrales que se consideren interesantes o representativas, su comportamiento en cualquier punto de funcionamiento así como el modo de regulación de la potencia. Se puede así validar el programa desarrollado con la bibliografía existente y con datos disponibles de centrales que van a estar o ya están operativas.

Por otro lado, con los modelos termoeconómicos se puede obtener una valoración no sólo termodinámica sino también económica. Con el análisis de los resultados obtenidos se identifican los parámetros más influyentes y se establece cómo deben ser modificados para optimizar el diseño. Igualmente, se determinan qué configuraciones son las más apropiadas para cada caso de demanda energética. La aplicación a cargas parciales permite establecer cuál es el intervalo de potencia en el que la planta es rentable y determinar la curva de oferta.

Posteriormente se estudia el comportamiento de la planta ante posibles variaciones del precio del combustible o tasaciones por emisiones de CO₂ y se realizan análisis de sensibilidad frente a las constantes de los modelos económicos para evaluar la robustez y la validez de la metodología propuesta.

Finalmente, se establece una metodología de diseño para el diseño de este tipo de plantas teniendo en cuenta todos los resultados obtenidos.

Por último, en el capítulo 6 se extraen las conclusiones y se proponen estudios para el futuro como continuación de la tesis.

Bibliografía

- [1] J. H. Horlock (1992). *Combined Power Plants*. 1st edition. Oxford: Pergamon Press.
- [2] R. Kehlhofer, J. Warner, H. Nielsen, R. Bachmann (1999). *Combined Cycle Gas-Steam Turbine Powerplants*. 2nd edition. Tulsa, Oklahoma: PennWell.
- [3] G. Cerri (1987). "Parametric Analysis of Combined Gas-Steam Cycles". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.*, 109(1): 46-54.
- [4] H.H. Finckh, H. Pfof (1992). "Development Potential of Combined Cycle (GUD) Power Plants with and without Supplementary Firing". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.*, 114 (4): 653-659.
- [5] A. Franco, C. Casarosa (2002). "On some Perspectives for Increasing the Efficiency of Combined Cycle Power Plants". *Applied Thermal Engineering*, 22(13): 1501-1518.
- [6] Y. S. H. Najjar (1994). "Performance of Simple Cycle Gas Turbine Engines in Two Modes of Operation". *Energy Conversion and Management*, 35 (5):433-441.
- [7] C. Carcasci, B. Facchini (2000). "Comparison between Two Gas Turbine Solutions to Increase Combined Power Plant Efficiency". *Energy Conversion and Management*; Vol. 41; pp. 757-773.
- [8] D. Smith (1999). "New CCGT Technology Aims for over 60 Percent Efficiency at COTTAM", *Modern Power Systems*, 40-43.
- [9] Staff report (1999). "Agawam Merchant GT24 Combined Cycle Plant Uses Once-Through HRSG", *Modern Power Systems*, 31-38.
- [10] O. Bolland, (1991). "A comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.*, 113(2): 190-197.

- [11] F. F. Huang (1990). "Performance Evaluation of Delected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First And Second Law Analysis". Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P. 112: 117-21.
- [12] A. Franco, A Russo (2002). "Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimisation of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters", International Journal of Thermal Sciences 41: 843-859.
- [13] P.A. Ruffli (1987). "A Systematic Analysis of the Combined Gas/Steam Cycle". Proc. ASME COGEN-TURBO I.
- [14] M. Valdés, J.L. Rapún (2000). "Optimization of Heat Recovery Steam Generator for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants". Applied Thermal Engineering 21: 1149-1159.
- [15] J. L. Rapún (1999). Modelo matemático del comportamiento de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.
- [16] M. Valdés, M. D. Durán, A. Rovira (2003), "Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms". Applied Thermal Engineering, 23(17): 2169-2182.
- [17] M. Valdés, A. Rovira, M^a D. Durán (2004). Influence of the Heat Recovery Steam Generator Design Parameters on the Thermoeconomic Performances of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants. International Journal of Energy Research. Article in press.
- [18] R. Croonenbrock, H. Klaka, M. Knizia (1996). "Heat Recovery Steam Generators for the Gas Turbines of Modern Power Station Processes". VBG Kraftwerkstechnik 76, N. 2. 84-88.
- [19] J. C. Semedard, G. Scheffknecht (1997). "Modern Heat Recovery Steam Generators". VBG Kraftwerkstechnik 77, N. 12. 916-923.

- [20] P. J., Dechamps, Galopin J. F. (1997). "Once Through Heat Recovery Steam Generators Working With Sub- and Supercritical Steam Conditions for Combined Cycle". *Power-Gen.* 97. Vol. 3: 237-49.
- [21] J. F. Galopin (1998). "Going Supercritical: Once-Through is the Key", *Modern Power Systems*, 39-42.
- [22] P. J. Dechamps (1998). "Advanced Combined Cycle Alternatives With the Latest Gas Turbines". *Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P.* Vol. 120(2): 350-357.
- [23] B. Wippel, R. Loth (1999). "Theoretical Comparision of the Time Dependent Behaviour of a Combined Cycle Power Plant With Circulation Respectively Onc-Throueg Boiler on Load Changes". *VGB PowerTech* 12/99. 37-41.
- [24] J. H. Horlock, J. B. Young, G. Manfrida (2000). "Exergy Analysis of Modern Fossil-Fuel Power Plants. *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 122(1): 1-7.
- [25] M. J. Moran, E. Sciubba (1994). "Exergy Analysis: Principles and Practice". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 116(2): 285-290.
- [26] D. Oh S., H. S. S. M. Pang, Kim, H. Y. Kwak (1996). "Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 118(4): 782-791.
- [27] G. Tsatsaronis, T. Tawfik, L. Lin, D. T. Gallaspy (1994a)." Exergetic Comparision of Two KRW-Based IGCC Power Plants". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 116(2): 291-299.
- [28] G. Tsatsaronis, L. Lin, T. Tawfik, D. T. Gallaspy (1994b)." Exergoeconomic Evaluation of a KRW-Based IGCC Power Plant". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 116(2): 300-306.
- [29] B. Facchini, D. Fiaschi, G. Manfrida (2000). "Exergy Analysis of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbines". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 122(2): 233-238.

- [30] T.W. Song, J.L. Sohn, J.H. Kim, T.S. Kim, S.T. Ro (2002). “Exergy-Based Performance Analysis of the Heavy-Duty gas Turbine in Part-Load Operating Conditions”. *Exergy*, 2:105-112.
- [31] B.V. Reddy, G. Ramkiran, K. Ashok Kumar, P.K. Nag (2002). “Second law analysis of a waste heat recovery steam generator”. *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 45: 1807–1814.
- [32] Y. M. El-Sayed (1996a). “A Second-Law-Based Optimisation: Part 1–Methodology”. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 118(4): 693-697.
- [33] Y. M. El-Sayed (1996b). “A Second-Law-Based Optimisation: Part 2–Application”. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 118(4): 698-703.
- [34] C. A. Frangopoulos (1987). “Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization”. *Energy* 12(7): 563-571.
- [35] C. A. Frangopoulos (1988). “Functional Decomposition for Optimal Design of Complex Thermal Systems”. *Energy* 13(3): 239-244.
- [36] C. A. Frangopoulos (1991). “Intelligent Functional Approach: A Method for Analysis and Optimal Synthesis-Design-Operation of Complex Systems”. *Int. J. of Energy* 1(4): 267-274.
- [37] C. A. Frangopoulos, V. A. Bulmetis (1992). “Optimization of a Combined-Cycle Plant with Thermodynamic, Economic and Environmental Considerations”. *Proceedings of the International Conference of Energy, Efficiency in Process Technology*. Athens, Greece.
- [38] A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, C. Torres (1994b). “Application of the Exergetic Cost to the CGAM Problem”. *Energy*, Vol. 19(3):365-381.
- [39] G. Tsatsaronis (1993). “Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems”. *Progress. Energy Combustion Sci.* (19): 227-257.

- [40] G. Tsatsaronis, J. Pisa (1994c). “Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems. Application to the CGAM Problem”. *Energy*, Vol. 19(3):287-321.
- [41] S. A. A. Da Gama, S. A. Nebra (1999). “Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems”. *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1587-1597.
- [42] A. Agazzani, A. F. Massardo (1997). “A Tool for Thermoeconomic Analysis and Optimizarion of Gas, Steam and Combined Plants”. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 119(4): 885-892.
- [43] S. M. Kim, S. D. Oh, Y. H. Kwon, H. Y. Kwan (1998). “Exergoeconomic Analysis of Thermal systems”. *Energy* 23(5): 393-406.
- [44] M. Liszka, G. Manfrida, A. Ziebig (2003). “Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant”. *Energy Conversion and Management*, Vol 44(7): 995-1012.
- [45] P. J. Dechamps (1995a). “Incremental cost optimization of Heat Recovery Steam Generators”. *Proc. ASME Cogen-Turbo Power Generation*. Paper number: 95-CTP-101.
- [46] L. Attala, B. Facchini, G. Ferrara (2001). “Thermoeconomic Optimization Method as Design Tool in Gas-Steam Combined Plant Realization”. *Energy Conversion an Management*; Vol. 42; pp. 2163-2172.
- [47] J. H. Horlock (1995). “Combined Power Plants-Past, Present, and Future”. *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 117: 608-617.
- [48] U. C. Colpier, D. Cornland (2002). “The Economics of the Combined Cycle Gas Turbine –An Experience Curve Analysis”. *Energy Policy* 30(4): 309-16.
- [49] W. Fichtner, M. Frank, O. Rentz (2002). “Inter-Firm Energy Supply Concepts: an Option for Cleaner Energy Production”. *J. Cleaner Production* 12(8-10): 891-899.

- [50] B. Naughten, (2003). "Economic Assessment of Combined Cycle Gas Turbines in Australia. Some Effects of Microeconomic Reform and Technological Change". *Energy Policy* 31 (3): 225-245.
- [51] G. Sundberg, D. Henning (2002). "Investments in Combined Heat and Power Plants: Influence of Fuel Price on Cost Minimised Operation". *Energy Conversion and Management*; Vol. 43; pp. 639-650.
- [52] F. Lenti, A. Masardo, A. Satta (1989). "Thermoeconomic Optimization of a Simple Thermal Power Plant using Mathematical Minimization Algorithms". *Proc. of the 24th Intersociety, Energy Conversion Engineering Conference*. Vol.4: 1725-30.
- [53] M. Valdés, J.L. Rapún (2000). "Optimization of Heat Recovery Steam Generator for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants". *Applied Thermal Engineering* 21: 1149-1159.
- [54] C. Casarosa, F. Donatini, A. Franco (2003). "Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants". *Energy* 29(3): 389-414.
- [55] S. Pelster, D. Favrat, M. R. von Spakovsky (2001). "The Thermoeconomic and Environomic Modeling and Optimization of the Synthesis, Design, and Operation of Combined Cycles With Advances Options". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 123(4): 717-726.
- [56] S. Harvey, C. Carcasci, T. Berntsson (2000). "Gas turbines in district heating combined heat and power systems: influence of performance on heating costs and emissions". *Applied Thermal Engineering*, 20:1075-1103.
- [57] P. J. Dechamps, N. Pirard, P. Matieu (1995b). "Part Load Operation of Combined Cycle Gas Turbines with and without Supplementary Firing". *Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P.* Vol. 117(3): 475-483.

- [58] J. L. Rapún, M. Valdés, J. M. Burón (1995). “Comportamiento Fuera de Diseño de las Turbinas de Gas”. *Energía*.
- [59] T. S. Kim (2004). “Comparative Analysis on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants Considering Design Performance and Power Control Strategy”. *Energy* 29: 71–85.
- [60] C. D. Weir, (1988). Estimating the performance of gas turbine heat-recovery boilers off.design, *Proc. Instn. Mech.Engrs.* V202 A4.
- [61] Y. M. El-Sayed (1999). “Revealing the cost-efficiency trends of the design concepts of Energy-Intensive Systems”. *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1599-1615.
- [62] A. Rovira, M. Valdés, M. D. Durán (2003a). “Modelos Termoeconómicos Aplicados al Análisis de Ciclos Combinados”. *III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*. Pag. 879-893. Valencia, 2003.
- [63] M. Muñoz, M. Valdés, M. Muñoz (2002). *Turbomáquinas Térmicas. Fundamentos del Diseño Termodinámico*. Madrid: Ed. Seccion de publicaciones ETSII.
- [64] H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamutoo (1987). *Gas Turbine Theory*. Longmann Scientific & Technical, London.
- [65] A.M El-Gammal (1991). “An Algorithm and Criteria for Compressor Characteristics Real Time Modeling and Approximation”. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 113(1): 112-118.
- [66] A. Stamatis, K. Mathioudakis, K.D. Papailiou (1990). “Adaptative Simulation Of Gas Turbine Performance”. *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 112(2): 168-175.
- [67] J. García, M. Muñoz, N. García (2003). “Modelo para la Predicción del Comportamiento Fuera de Diseño de un Compresor Axial”. *VI Congreso Iberoamericano de Engenharia Mecánica*. Pag. 1249-1254. Coimbra, 2003.

- [68] N. Zhang, R. Cai (2002). “Analytical Solutions and Typical Characteristics of Part-Load Performances of Single Shaft Gas Turbine and its cogeneration”. *Energy Conversion and Management* 43: 1323–1337.
- [69] A. Kostyuk, V. Frolov (1998). *Steam and Gas Turbines*. Moscow: Mir.
- [70] R. C. Spencer, K. C. Cotton, C. N. Canon. (1974). “A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators... 16500 kW and Larger”. General Electric Publications.
- [71] S. L. Rivkin (1979). *Propiedades termodinámicas de los gases*. Moscú: Mir.
- [72] D. R. Stull, H. Prophet (1971), *JANAF Thermodynamic Tables*. NSRDS-NBS37.
- [73] T. Munner (1991). “The Calculation of Thermodynamic Properties of Steam for Minimum Computer Access Time”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 205, pp. 25-29.
- [74] J. L. Fernandes (1995). “Correlations for Fast Computation of Thermodynamic Properties of Saturated Water and Steam”; *Int. J. Of Energy Research*; Vol. 19, pp. 507-514.
- [75] Staff report (1997). “Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam”. The International Association for the Properties of Water and Steam.
- [76] F. W. Dittus, L. M. K. Boelter (1930). *Univ. Calif., Berkley , Publ. Eng.* Vol. 2:443.
- [77] X. Cheng, T. Schulenberg, D. Bitterman, P. Rau (2003). “Design Analysis of Core Assemblies for Suoercritical Pressure Conditions”. *Nuclear Engineering and Design*, 223:279-294.
- [78] S. H. Lee, J. R. Howell (1998). “Turbulent Developing Convective Heat Transfer in a Tube for Fluids Near the Critical Point”. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 41:1205-1218.

- [79] Y. Masuda, T. Aizawa, M. Kanakubo, N. Saito, Y. Ikushima (2002). “One Dimensional Heat Transfer on the Thermal Diffusion and Piston Effect of Supercritical Water”. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 45: 3673-3677.
- [80] K. Yamagata, K. Nishikawa, S. Hasegawa, T. Fujii, S. Yoshida (1972). “Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes”. *Int. J. Heat Mass Transfer* 15: 2575–2593.
- [81] D. Squarer, T. Schulenberg, D. Struwe, Y. Okab, D. Bittermann, N. Aksan, C. Maraczy, R. Kyrki-Rajamäki, A. Souyri, P. Dumazh (2003). “High Performance Light Water Reactor”. *Nuclear Engineering and Design*, 221:167-180.
- [82] G. Scalabrin, L. Piazza (2003). “Analysis of forced convection heat transfer to supercritical carbon dioxide inside tubes using neural networks”. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 46:1139-1154.
- [83] L. Burden, J. Douglas (1985). *Análisis numérico*. Grupo editorial Iberoamérica.
- [84] E.A. Volkov (1990). *Métodos numéricos*. Moscú: Mir.
- [85] W. Rheinboldt (1974). *Methods for solving systems of nonlinear equations*. Philadelphia : Society for Industrial and Applied Mathematics.
- [86] W. F. Stoecker (1989). *Design of thermal systems*. Ed. McGraw-Hill. 3rd edition.
- [87] A. Rovira, M. D. Durán, M. Valdés (2003b). “Optimización y Análisis Termoeconómico de Plantas de Ciclo Combinado”. VI Congreso Iberoamericano de Egenharia Mecánica. Pag. 313-318. Coimbra, 2003.
- [88] M. D. Durán, M. Valdés, A. Rovira (2003). “Aplicación de los Algoritmos Genéticos para la Optimización Termoeconómica de Plantas de Ciclo Combinado”. III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Pag. 899-912. Valencia, 2003.

2. CICLOS COMBINADOS DE TURBINAS DE GAS Y VAPOR

2.1. Introducción

Se denomina ciclo combinado a la integración de dos o más ciclos termodinámicos de producción de potencia de modo que interactúen para obtener una mejora del rendimiento. El antecedente más antiguo se remonta a principios de siglo, atribuyéndose la idea a Charles Bradley (Horlock, 1995 [1]). En la práctica, la denominación queda coloquialmente restringida al ciclo compuesto por un ciclo de gas y uno de vapor –Brayton y Rankine respectivamente–, quedando desechadas otras alternativas como pueden ser el ciclo de mercurio-agua o ciclos triples gas-agua-amoniaco.

Horlock (1992 [2]) y Kehlhofer *et al.* (1999 [3]) realizan un análisis profundo de los fundamentos termodinámicos de los ciclos combinados. Básicamente, la integración de los dos ciclos consiste en un intercambio de calor de forma que el ciclo de mayor temperatura ceda el calor no convertido en trabajo al de baja, es decir, se aprovecha parte del calor que se cedería al ambiente para producir trabajo en el segundo ciclo. Un análisis desde el Primer Principio de la Termodinámica explica mediante balances de energía por qué aumenta el rendimiento al combinar los ciclos. Por otro lado, con el Segundo Principio se establece el límite del valor del rendimiento que se podría alcanzar y se cuantifican las pérdidas que aparecen en ambos ciclos y en el intercambio de calor entre ellos. De ese modo permite mejorar el rendimiento global al conocerse las principales fuentes de pérdidas.

Con la tecnología actual, el ciclo de Brayton alcanza temperaturas de más de 1500 K en el foco caliente y cede calor al foco frío a 700-900 K. El ciclo de Rankine puede alcanzar temperaturas de más de 800 K en el foco caliente y casi temperaturas ambientales en el frío. La combinación de dos ciclos de Carnot entre dichas temperaturas conduciría a rendimientos en torno al 75%. El empleo de ciclos reales, distintos al de Carnot y presentando además pérdidas, reduce notablemente dicho

valor, pero se están consiguiendo rendimientos del 60% debido a los grandes avances en esta última década (Dechamps, 1998 [4]).

A lo largo de este capítulo se describen los aspectos principales de los ciclos combinados así como las configuraciones más comunes, los parámetros más importantes, las tecnologías empleadas y las tendencias para el futuro. Igualmente se hace una introducción a los factores económicos que influyen en el diseño de los ciclos combinados.

Con el objeto de homogeneizar el contenido del capítulo se describen con la misma profundidad tanto los conceptos básicos y configuraciones clásicas, a pesar de que ya están perfectamente estudiadas y recogidas en muchas referencias, como las tendencias actuales, más novedosas y menos documentadas, ya que todas ellas son de gran importancia en el desarrollo del trabajo.

2.2. Descripción de los ciclos combinados de turbinas de gas y vapor

2.2.1. Esquema general

Un ciclo combinado de turbinas de gas y vapor está constituido, muy simplificado, por una turbina de gas (ciclo Brayton), una caldera de recuperación de calor y un ciclo de vapor (ciclo Rankine). El esquema general –Horlock (1992 [2]) y Kehlhofer *et al.* (1999 [3]) describen numerosas modificaciones– es el que se representa en la figura 2.1.

La turbina de gas es el ciclo de alta temperatura y al que se le va a aportar todo el combustible como fuente de calor (salvo cuando hay post-combustión). En su integración dentro del ciclo combinado, se encarga de la producción de la mayor parte de la potencia y de ceder a la caldera los gases de combustión a una temperatura lo suficientemente elevada como para producir vapor.

La caldera de recuperación es el principal nexo entre ambos ciclos. Los gases de escape de la turbina de gas transfieren el calor al agua en una serie de intercambiadores para producir el vapor en las condiciones deseadas.

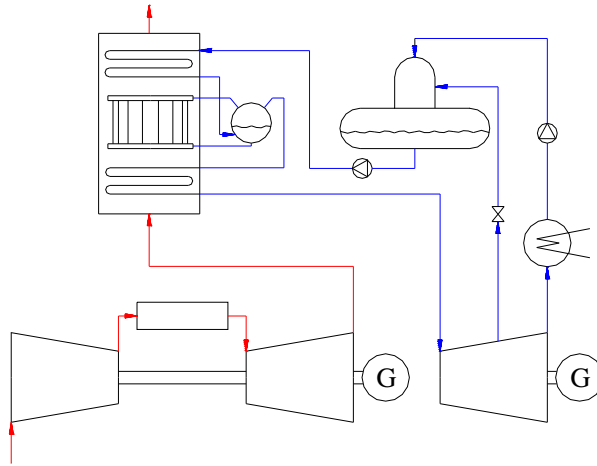


Fig. 2.1. Esquema general de un ciclo combinado

Finalmente, el ciclo de vapor aprovecha el calor recuperado en la caldera para la producción de potencia.

En los primeros diseños de ciclos combinados la potencia que generaba la turbina de vapor suponía alrededor de un tercio del total, mientras que el resto lo aportaba el ciclo de gas. De esa forma se conseguían rendimientos superiores al 40%. Con la evolución de las tecnologías se ha conseguido incrementar el rendimiento de las turbinas de gas y se ha mejorado la integración de ambos ciclos, elevándose la aportación del de vapor a casi al 40% del total (recuperándose mucho más calor) y llegando a rendimientos de casi el 60%. Estas soluciones se muestran más detenidamente en la sección 2.2.2.

El rendimiento de un ciclo combinado se expresa en la ecuación 2.1, y el del ciclo de gas en la ecuación 2.2:

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_f} \quad [2.1]$$

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{Q}_f} \quad [2.2]$$

Si se define el rendimiento del ciclo de vapor como la relación entre su potencia y el máximo calor que se puede recuperar en la caldera, y se realiza un balance de energía se tiene:

$$\eta_{CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_{CRC \max}} = \frac{\dot{W}_{CV}}{(1 - \eta_{TG}) \cdot \dot{Q}_f} \quad [2.3]$$

Por tanto la ecuación 2.1 se podría escribir:

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_f} = \frac{\eta_{TG} \cdot \dot{Q}_f + (1 - \eta_{TG}) \cdot \dot{Q}_f \cdot \eta_{CV}}{\dot{Q}_f} = \eta_{TG} + \eta_{CV} - \eta_{TG} \cdot \eta_{CV} \quad [2.4]$$

Cumpléndose siempre que $\eta_{CC} > \eta_{TG}$ y $\eta_{CC} > \eta_{CV}$.

En otras ocasiones será más cómodo definir el rendimiento del ciclo de vapor y el de la caldera de recuperación según las ecuaciones siguientes:

$$\eta_{CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_{CRC}} \quad [2.5]$$

$$\eta_{CRC} = \frac{\dot{Q}_{CRC}}{\dot{Q}_{CRC \max}} \quad [2.6]$$

El rendimiento de esa forma queda:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{CV} \cdot \eta_{CRC} - \eta_{TG} \cdot \eta_{CV} \cdot \eta_{CRC} \quad [2.7]$$

Utilizando la ecuación 2.4 con ciclos Carnot en lugar de reales, se puede obtener el rendimiento máximo teórico alcanzable:

$$\eta_{CC \max. \text{teórico}} = \left(1 - \frac{T_{F1}}{T_{C1}}\right) + \left(1 - \frac{T_{F2}}{T_{C2}}\right) - \left(1 - \frac{T_{F1}}{T_{C1}}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_{F2}}{T_{C2}}\right) = 1 - \frac{T_{F1}}{T_{C1}} \cdot \frac{T_{F2}}{T_{C2}} \quad [2.8]$$

Siendo T_{C1} y T_{F1} los focos caliente y frío del ciclo de mayor temperatura y T_{C2} y T_{F2} los del de menor.

De la ecuación 2.8 se desprende que el hecho de que el ciclo de alta temperatura ceda calor al de baja siendo las temperaturas de cesión y de absorción distintas, implica una disminución del rendimiento máximo alcanzable. Es decir, en la caldera de recuperación son inevitables las pérdidas exergéticas debidas a una cesión de calor con una cierta diferencia de temperaturas, que se calculan con la siguiente expresión:

$$I_Q = T_0 \cdot \int_A^B \left(\frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_G} \right) \cdot d\dot{Q} \quad [2.9]$$

Estas pérdidas, como se verá en la sección 2.2.3, se reducen en la práctica minimizando la diferencia de temperatura entre el gas y el vapor a su paso por la caldera.

En los diseños actuales, en los que se han introducido ciertas mejoras en las turbinas de gas y en la integración de ambos ciclos, que se mostrarán más adelante, es habitual encontrar rendimientos del orden de $\eta_{TG} = 0.38$ para la turbina de gas, $\eta_{CRC} = 0.80$ para la caldera y $\eta_{CV} = 0.35$ para el ciclo de vapor, que supondrían un rendimiento global del 55%. Los ciclos combinados con presiones supercríticas superan incluso el 60%.

Otra posible línea de mejoras es el comportamiento a cargas parciales. En este sentido son especialmente importantes la introducción de turbinas de gas con geometría variable (Song *et al.*, 2002 [5]; Kim, 2004 [6]), que se estudiarán en el apartado 2.2.2, y una serie de configuraciones especiales que se basan en la introducción de dos o más turbinas de gas y calderas de recuperación con un solo ciclo de vapor (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]). Se denominan 2×1, 3×1, etc. en función del número de turbinas de gas que lo compongan. Son especialmente aconsejables en casos de demanda energética muy variable.

El esquema general también puede verse afectado por el tipo de combustible que se emplee. El gas natural es el más utilizado, sin embargo también se utiliza fuelóleo – si no se puede disponer de gas natural– o gas de gasificación de carbón o biomasa –los llamados IGCC–.

El empleo de fuelóleo requiere ciertas modificaciones no sólo en la turbina de gas –debido a las diferencias en las propiedades del gas natural y del fuelóleo– sino también en el resto del ciclo, ya que la temperatura en la chimenea de la caldera debe ser mayor que con gas natural por su mayor contenido en azufre. Para lograr dicho objetivo se deben incluir precalentadores, recirculaciones y/o, si existe, incrementar la presión del desgasificador de forma que la temperatura de alimentación del agua a la caldera sea más alta.

El uso de gas de gasificación requiere más modificaciones en la planta ya que es necesario integrar el gasificador en el ciclo combinado.

Finalmente, también hay que mencionar, aunque no sea el objetivo de esta investigación, que los ciclos combinados tienen un gran potencial de producción de vapor, siendo muy común su empleo en cogeneraciones y trigeneraciones. Evidentemente, las plantas diseñadas con este propósito diferirán en mayor o menor medida de las que van a estudiar en este trabajo (Horlock, 1987 [7]).

2.2.2. Turbina de gas

La turbina de gas es uno de los componentes más importantes del ciclo combinado y de su diseño dependen muy fuertemente las prestaciones del ciclo. Como ya se ha dicho, es el elemento al que se le va a aportar el combustible. Sus principales funciones son producir potencia y ceder calor al ciclo de vapor a través de la caldera.

En la caldera de recuperación se introducen los gases de escape de la turbina de gas. Para que el ciclo de vapor realice una buena conversión del calor en potencia es necesario que dichos gases de escape tengan una temperatura alta. Esta característica impone una diferenciación entre las turbinas de gas para su uso aislado y las turbinas de gas para uso en ciclos combinados. En las primeras es deseable que la temperatura

de escape sea lo más baja posible para mejorar el rendimiento. Sin embargo, para lograr una buena integración en un ciclo combinado, merece la pena llegar a un compromiso entre el rendimiento de la turbina de gas y la temperatura de escape de forma que se maximice el rendimiento global.

El esquema general de una turbina de gas se muestra en la figura 2.2, donde, además, se pueden observar los principales elementos que la componen.

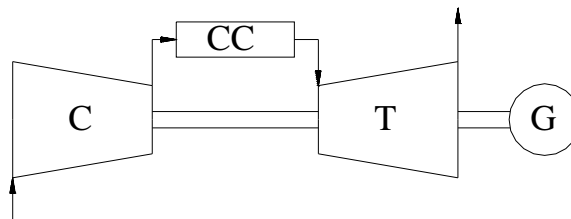


Fig. 2.2. Esquema general de una turbina de gas.

El compresor (C) se alimenta de aire de la atmósfera, al que comprime e introduce en la cámara de combustión (CC). En la cámara se inyecta el combustible, con una relación aire / combustible muy alta (con el fin de tener acotada la temperatura a la salida de la cámara), y se quema la mezcla liberándose calor y elevándose la temperatura de los gases. Estos gases a alta temperatura se expanden en la turbina (T) hasta una presión ligeramente mayor que la ambiental (por la contrapresión en el escape debida a las pérdidas de carga en la caldera). El modelo matemático de cada uno de los elementos se describe en los apartados 3.2 y 3.3. Los parámetros que hay que determinar en el diseño son la relación de compresión, la temperatura de entrada a la turbina y el caudal de aire. Los dos primeros determinan el rendimiento y el trabajo específico de la turbina de gas, mientras que el caudal determina la potencia.

En la figura 2.3¹ se muestra el diagrama T-s del ciclo.

¹ La gran mayoría de las gráficas del trabajo se representan con datos de simulaciones de casos reales. En este caso, por ejemplo, los puntos y las líneas representan la evolución “real” del gas a su paso por cada uno de los componentes.

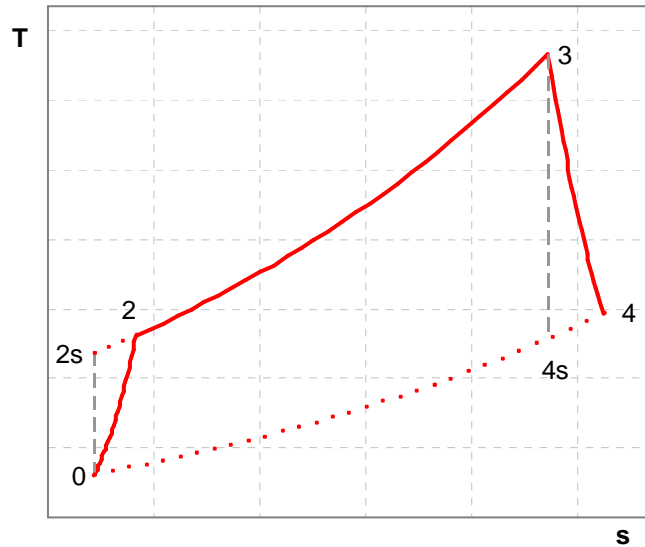


Fig. 2.3. Diagrama T-s de una turbina de gas

La configuración hasta ahora descrita es la más básica de todas. Una modificación utilizada ocasionalmente en plantas de potencia de turbinas de gas es el ciclo regenerativo, en el que se calienta el aire a la salida del compresor mediante la cesión de calor de los gases de escape en un regenerador. Esta solución mejora el rendimiento de la turbina pero, por lo general, no es útil si lo que se desea es integrarla en un ciclo combinado, ya que la temperatura de entrada a la caldera de recuperación no sería lo suficientemente alta, aunque algunos autores como Franco y Casarosa (2002 [8]) advierten que su utilización puede ser conveniente en algunos diseños.

A continuación se muestran dos modificaciones que sí se utilizan en la actualidad.

a) Turbinas de gas con combustión secuencial:

Las turbinas de gas con combustión secuencial están ganando aceptación debido a que mantienen (e incluso pueden aumentar) el rendimiento de la propia turbina y mejoran el del ciclo combinado (Staff report, 1995 [9]; Carcasci y Facchini, 2002 [10]; Staff report, 1999 [11]). En la figura 2.4 se muestra el esquema y en la 2.5 el diagrama T-s.

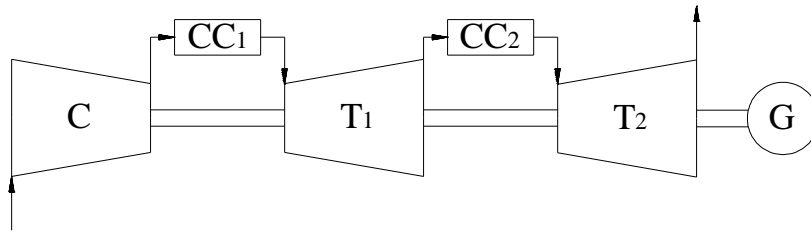


Fig. 2.4. Esquema de una turbina de gas con combustión secuencial

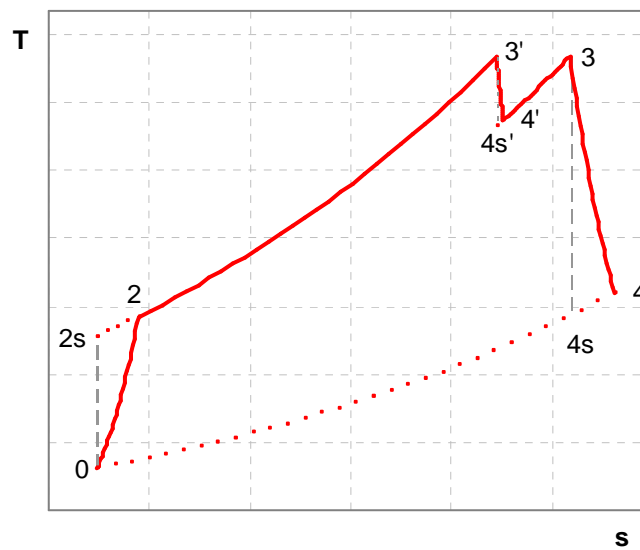


Fig. 2.5. Diagrama T-s de una turbina de gas con combustión secuencial

En esta configuración, el gas que sale de la primera cámara de combustión se expande parcialmente, perdiendo temperatura y presión. Posteriormente se introduce en una segunda cámara de combustión, donde se eleva de nuevo la temperatura. Finalmente se expande el gas hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica. Al realizarse la segunda combustión a presión más baja, la expansión en el último cuerpo es menor y por tanto la temperatura de escape es más alta que con el esquema simple. Esto permite aumentar la relación de compresión manteniendo dicha temperatura de escape alta (factores que mejoran el rendimiento de la turbina y benefician al ciclo combinado respectivamente).

b) Turbinas de gas con refrigeración de la turbina mediante agua o vapor del ciclo de vapor:

El rendimiento de las turbinas de gas aumenta cuando se eleva la temperatura de los gases quemados a la entrada de la turbina. Sin embargo existe un límite de esta temperatura que no se puede superar, que queda impuesto por los materiales utilizados. Actualmente se alcanzan temperaturas de 1700K gracias a la refrigeración los álabes de los primeros escalonamientos de la turbina, para evitar deterioros mecánicos.

Esta refrigeración implica unas pérdidas de calor que amortiguan la ganancia de rendimiento obtenida al elevar la temperatura. En los ciclos combinados de última tecnología, el fluido que refrigera los álabes es agua o vapor del ciclo de vapor. Con ello, además de poder refrigerar los álabes y, de ese modo, alcanzar dichas temperaturas, se consigue no desperdiciar el calor de la refrigeración, ya que es introducido en el ciclo de vapor (Staff report, 1995 [9]; Smith, 1999 [12]; Carcasci y Facchini, 2002 [10] y Facchini *et al.* 2000 [13]). Este calor es un aporte adicional al de la caldera, por lo que se obtienen mayores caudales de vapor y por tanto mayor potencia en la turbina de vapor.

Finalmente, también ha evolucionado el sistema de regulación de la carga. En las turbinas de aviación y en las plantas de potencia de turbinas de gas, la regulación de la potencia se efectuaba variando el dosado y, con él, el calor aportado en la combustión. Este sistema de regulación, aunque mantiene prácticamente constante el gasto de aire, conduce a temperaturas de entrada y de salida de la turbina variables. Este descenso de temperatura a la entrada de la caldera de recuperación limita mucho la capacidad de producción de vapor y la temperatura del vapor vivo, bajando además rápidamente la presión de los calderines para ajustar las temperaturas de saturación al nuevo estado térmico de la caldera (regulación por presión deslizante). Como resultado se obtiene una peor recuperación del calor y un descenso rápido del rendimiento del ciclo de vapor.

Para mejorar este comportamiento se introducen turbinas de gas con compresores de geometría variable. De este modo la regulación se realiza sobre el caudal de aire pero se mantiene la temperatura de los gases bien a la entrada de la turbina o bien en el escape (Staff report, 1995 [9]; Song *et al.*, 2002 [5]; Kim, 2004 [6]). El comportamiento de la calera de recuperación y el del ciclo de vapor es mucho más estable y más eficiente, ya que sólo varía significativamente el caudal de vapor, modificándose ligeramente las temperaturas y las presiones. Sin embargo no se puede hacer una regulación de esta forma en todo el rango de potencias ya que las pérdidas en el compresor pueden llegar a ser muy altas. Generalmente se suele hacer hasta un cierto caudal másico (que depende del número de escalonamientos con geometría variable), pasando posteriormente a la regulación por variación del dosado.

2.2.3. Caldera de recuperación de calor

Es el elemento que sirve de nexo entre el ciclo de gas y el de vapor. En ella se introducen los gases de escape de la turbina de gas para que cedan calor al agua de alimentación del ciclo de vapor. Son de tipo convectivo, predominando la circulación forzada en diseños europeos y la circulación natural en los norteamericanos, aunque hay numerosas excepciones. En la figura 2.6 se muestra una configuración muy sencilla y su correspondiente diagrama calor-temperatura.

El economizador recibe el agua de alimentación y eleva su temperatura hasta un valor cercano al de la de saturación. Esta diferencia de temperaturas se conoce como “approach point” y debe ser tal que se asegure que no se produzca evaporación en el economizador cuando se opere a cargas parciales, entrando solamente líquido subenfriado al calderín. El approach point afecta también al rendimiento del ciclo; cuanto menor sea, mayor será el rendimiento al reducirse las pérdidas exergéticas. Además, el choque térmico en el calderín será también menor.

En el evaporador se recoge líquido saturado del calderín y se le aporta calor para producir vapor. La diferencia mínima entre la temperatura del gas y la de saturación se denomina “pinch point”. Este parámetro es fundamental para el diseño de la caldera.

Cuanto más pequeño sea mayor será la producción de vapor; la transferencia de calor mejora al reducirse las pérdidas exergéticas (ya que la diferencia entre las temperaturas del gas y del agua es más pequeña). Sin embargo la superficie de intercambio de calor y el coste aumentan cuando el pinch point se reduce. Es necesario, por tanto, llegar a una solución de compromiso que proporcione una producción satisfactoria de vapor sin elevar excesivamente el coste de la caldera.

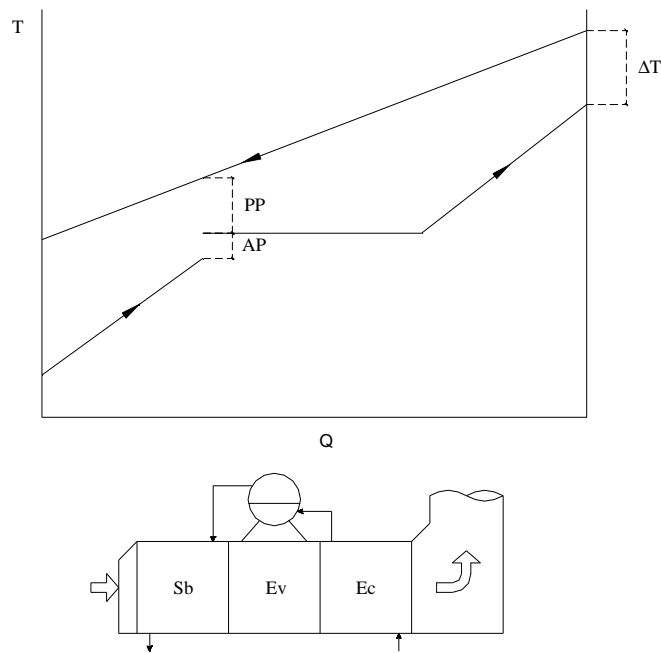


Fig. 2.6. Esquema de una caldera de 1 nivel de presión (1P) y su diagrama calor-temperatura.

Finalmente el sobrecalentador recoge el vapor saturado del calderín y eleva su temperatura hasta las condiciones deseadas. La diferencia entre la temperatura de entrada del gas en la caldera y la temperatura de salida del vapor se denomina “diferencia terminal de temperaturas”.

La caldera de recuperación, a diferencia de la turbina de gas y de la de vapor, se diseña específicamente para cada ciclo, y no existe una estandarización de los componentes (Semedard y Scheffknecht, 1997 [14]). De ese modo, se tiene mayor

libertad en el diseño para seleccionar los parámetros (pinch point, approach point, diferencia terminal y presión del calderín). Estos parámetros deben ser cuidadosamente escogidos puesto que las prestaciones del ciclo de vapor dependen de ellos, así como el coste de la caldera.

La figura 2.6 muestra la configuración de una caldera muy sencilla (configuración 1P) y sus parámetros de diseño. En una caldera de ese tipo las pérdidas exergéticas son elevadas y la temperatura de salida de los gases alta, por la que la recuperación de calor no es muy efectiva. El principal objetivo a la hora de diseñar la caldera es el minimizar dichas pérdidas y reducir la temperatura de salida (que no debe bajar de 90-100 °C si se utiliza gas natural o 140 °C si se utiliza fuel para evitar condensados ácidos) para producir más vapor. Esto se puede lograr introduciendo múltiples niveles de presión, ya que las curvas de las temperaturas se “acercan” o se “adaptan” más fácilmente, reduciéndose las pérdidas exergéticas y aumentando la cantidad de calor recuperado. En la figura 2.7 se muestra el esquema y el diagrama calor-temperatura de una caldera de 2 niveles de presión (configuración 2P).

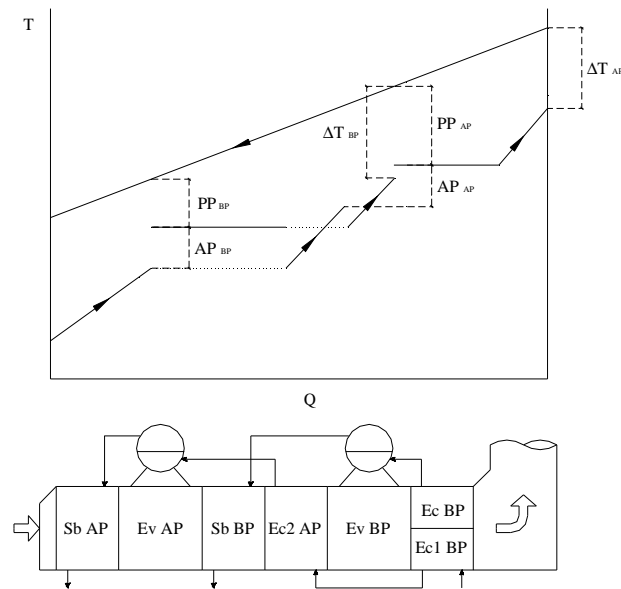


Fig. 2.7. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 2 niveles de presión (configuración 2P).

Conforme el número de niveles de presión aumenta ambas curvas se van adaptando mejor, aumentando el rendimiento de la caldera, pero también la complejidad y el coste de la planta, ya que se introducen más intercambiadores de calor y más calderines.

El uso de recalentadores también mejora el rendimiento –tanto de la caldera como del ciclo de vapor– y además reduce la humedad a la salida de la turbina de vapor, ya que, como se observará en la figura 2.12, la línea de expansión se desplaza hacia la derecha en el diagrama T-s. En la figura 2.8 y 2.9 se muestran calderas de 2 y 3 niveles de presión con recalentamiento del nivel de baja e intermedio respectivamente (configuraciones 2PR y 3PR).

Actualmente se instalan calderas de 2 y 3 niveles de presión con y sin recalentamiento. El número el número de niveles se debe estudiar cuidadosamente, siendo más viable incrementarlo si la temperatura de escape de la turbina es elevada (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]).

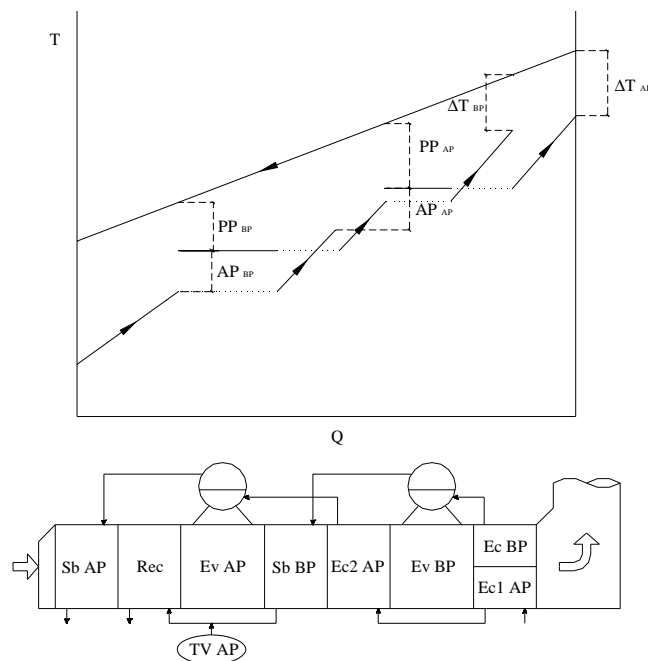


Fig. 2.8. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 2 niveles de presión con recalentamiento (2PR).

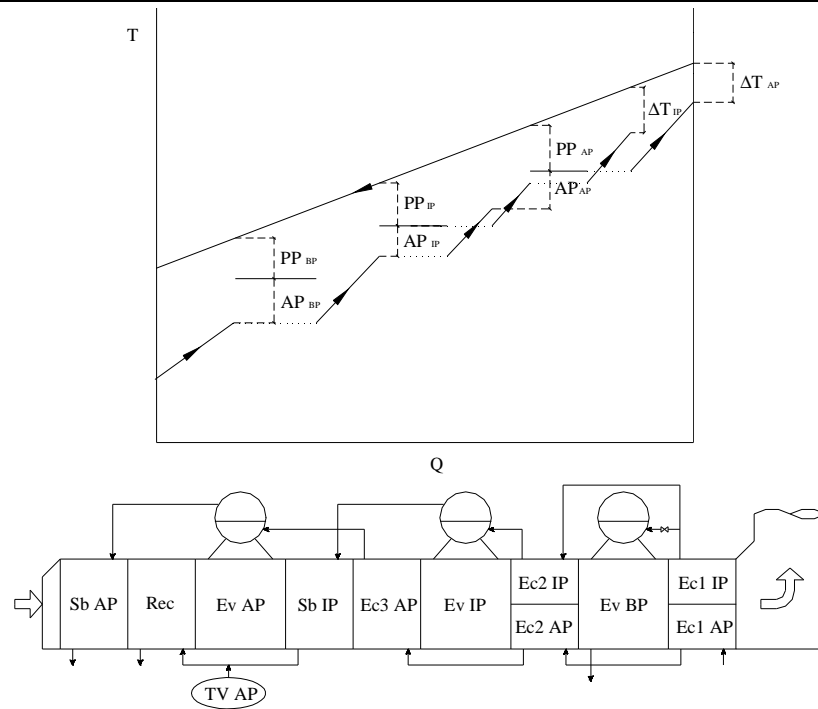


Fig. 2.9. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 3 niveles de presión con recalentamiento (3PR).

La configuración de la caldera también depende de la existencia o no de desgasificador. Algunos fabricantes introducen un pre-economizador en la parte más fría de la caldera para aumentar la temperatura del condensado hasta la de saturación en el desgasificador y otros lo alimentan directamente desde el condensador. Sin embargo hay fabricantes que precalientan el agua de alimentación mediante una recirculación desde el economizador o el evaporador sin introducir un desgasificador. También puede existir una recirculación desde el economizador o el evaporador hacia el desgasificador si se desea que su temperatura sea más elevada.

En el esquema de la figura 2.9 no existe sobrecalentador de baja presión, aunque sí existen esquemas que lo incluyen.

Un esquema que puede introducirse paulatinamente en el mercado es el que utiliza calderas de recuperación de paso único (Dechamps y Galopin, 1997 [15]; Galopin,

1998 [16]; Wipfel y Loth, 1999 [17]; Smith 1999 [12]). Estas calderas están principalmente diseñadas para funcionar con presiones de vapor supercríticas, aunque pueden ser utilizadas con fluidos en condiciones subcríticas pero con presiones muy altas –más de 160 bar (Dechamps, 1998 [4])–. Un ejemplo de este tipo de calderas se muestra en la figura 2.10, correspondiendo la evolución de la temperatura del nivel de alta al de un fluido en condiciones supercríticas.

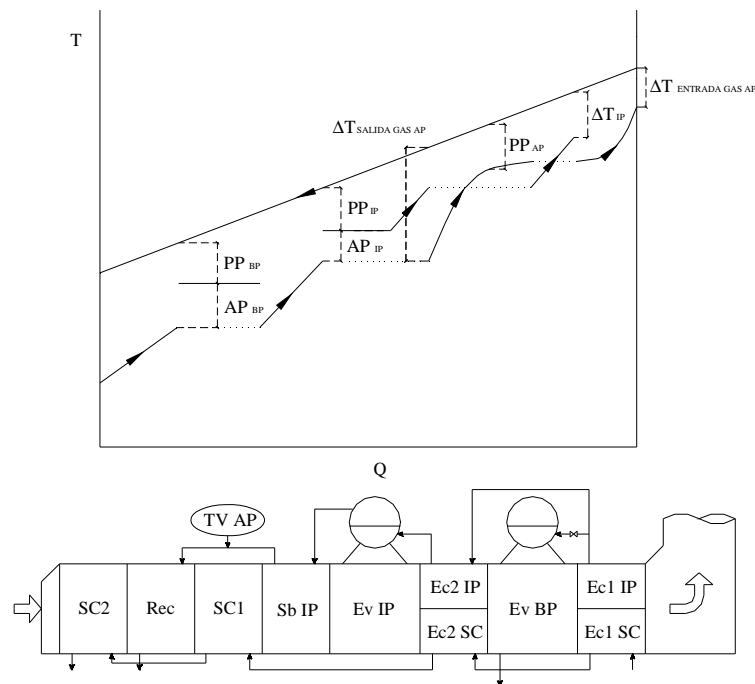


Fig. 2.10. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 3 niveles de presión con recalentamiento en el intermedio y supercrítica en el de alta (3PRS).

Como se observa en dicho diagrama, al no existir temperatura de saturación, las curvas del gas y del vapor pueden adaptarse mejor, reduciéndose las pérdidas exergéticas. También se puede observar que el pinch point del nivel de alta está “deslocalizado” (a diferencia de las calderas convencionales, en las que se sabe que está a la salida del evaporador). Por esta razón, aunque sigue siendo un parámetro determinante en el rendimiento de la caldera, no será un parámetro de diseño sino un

resultado del mismo. El parámetro de diseño que se introduce en su lugar es la diferencia terminal de temperaturas a la salida del gas ($\Delta T_{\text{salida gas}}$).

Además del aumento de rendimiento, estas calderas son más simples ya que los cambiadores de paso único no requieren calderín (se introduce en su lugar, por motivos de seguridad, un depósito separador). A lo largo de este trabajo se estudiará con más profundidad este tipo de configuración.

Por último, también existe la posibilidad de realizar una post-combustión antes de introducir los gases de escape en la caldera. La post-combustión es posible debido a que la combustión en la turbina de gas se realiza con exceso de oxígeno (dosados pobres). Los ciclos que la incorporan tienen por lo general un rendimiento menor, aunque en algunos casos puede ser útil si se desea obtener más potencia o mejorar el rendimiento a cargas parciales.

El rendimiento que alcanza un ciclo con post-combustión viene determinado, partiendo del mismo diseño sin post-combustión, por la siguiente ecuación:

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_2}{\dot{Q}_{f2}} = \frac{\dot{W}_1 + \Delta \dot{W}}{\dot{Q}_{f1} + \Delta \dot{Q}_f} \quad [2.10]$$

Donde el subíndice 2 corresponde al ciclo con post-combustión y el 1 al ciclo de partida.

Desarrollando la ecuación 2.10 se obtiene:

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_1 \cdot \left(1 + \frac{\Delta \dot{W}}{\dot{W}_1}\right)}{\dot{Q}_{f1} \cdot \left(1 + \frac{\Delta \dot{Q}_f}{\dot{Q}_{f1}}\right)} = \eta_1 \cdot \frac{\left(1 + \frac{\Delta \dot{W}}{\dot{W}_1}\right)}{\left(1 + \frac{\Delta \dot{Q}_f}{\dot{Q}_{f1}}\right)} \quad [2.11]$$

Por lo que η_2 será mayor que η_1 cuando se cumpla:

$$\frac{1 + \frac{\Delta \dot{W}}{\dot{W}_1}}{1 + \frac{\Delta \dot{Q}_f}{\dot{Q}_{f1}}} > 1 \Leftrightarrow \frac{\Delta \dot{W}}{\dot{W}_1} > \frac{\Delta \dot{Q}_f}{\dot{Q}_{f1}} \Leftrightarrow \frac{\Delta \dot{W}}{\Delta \dot{Q}_f} > \eta_1 \quad [2.12]$$

Es decir, cuando la relación entre el aumento de potencia y el calor aportado en la post-combustión sea mayor que el rendimiento del ciclo primitivo. Esto ocurre sólo en ciclos muy particulares y con muy mal rendimiento de partida.

2.2.4. Ciclo de vapor

El ciclo de vapor es el ciclo de baja temperatura. Su objetivo es el producir la mayor cantidad posible de potencia a partir del calor que se recupera en la caldera (por lo que sus prestaciones están muy a expensas del diseño de la caldera); para una turbina de gas fija, cuanto mayor sea la potencia producida por el ciclo de vapor, mayor será el rendimiento del ciclo combinado. En la figura 2.11 se presenta el esquema de un ciclo de vapor con recalentamiento y en la 2.12 su diagrama T-s.

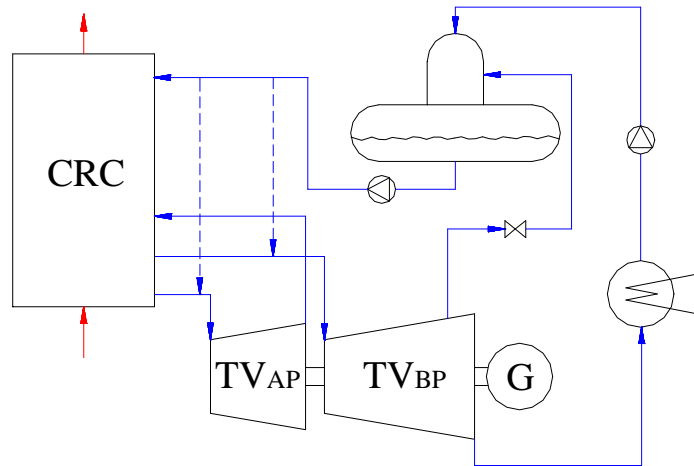


Fig. 2.11. Ciclo de vapor con recalentamiento.

El vapor sobrecalentado sale de la caldera (CRC) a alta presión y alta temperatura y se introduce en la turbina de vapor (TV_{AP} y TV_{BP}) donde genera la potencia, previo paso por un atemperador que se encarga de que la temperatura no sea demasiado

elevada para que no se dañe la turbina. Esta temperatura suele ser de aproximadamente 830 K.

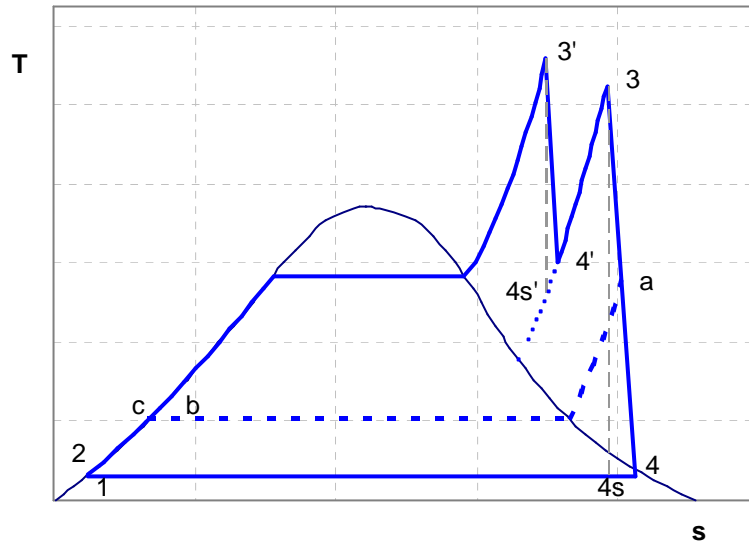


Fig. 2.12. Diagrama T-s de un ciclo de vapor con recalentamiento.

El número de cuerpos de la turbina depende del valor de la presión nominal de trabajo, del caudal de vapor y del número de niveles de presión. El empleo de recalentamiento implica también modificaciones en la configuración del ciclo de vapor así como la introducción de otros atemperadores para dicho flujo.

El número de extracciones depende de la existencia o no de desgasificador. Por otro lado, si el combustible de la turbina de gas es fuelóleo se puede introducir un precalentador a la salida del condensador para elevar la temperatura de alimentación, siendo necesaria otra extracción para que ceda calor en dicho precalentador.

El desgasificador cumple la función de eliminar los gases incondensables que puedan estar presentes en el agua del ciclo de vapor, ya que el oxígeno puede corroer los materiales. Su presión dependerá de la temperatura a la que se desee alimentar a la caldera. El aporte de calor se realiza bien mediante la extracción de vapor de la turbina

o bien desde la caldera mediante alguna recirculación. Como ya se ha dicho anteriormente, algunos fabricantes no lo introducen en sus diseños.

El vapor húmedo de la salida de la turbina se dirige al condensador donde cede el calor al ambiente y posteriormente se impulsa mediante una bomba hacia el desgasificador o hacia la alimentación de la caldera. La presión de condensación depende de la temperatura ambiental y del caudal del flujo de refrigeración. Suele valer entre 50 y 80 mbar, lo que supone una temperatura de condensación de 30-40 °C. Cuanto menor sea la presión de condensación el rendimiento térmico será mayor.

En las centrales de vapor tradicionales el ciclo es regenerativo: mediante diversas extracciones de vapor en la turbina se precalienta el agua de alimentación a la caldera. Esta solución en las centrales tradicionales permite el ahorro de combustible o el aumento de la producción de vapor y el consiguiente aumento de rendimiento. Sin embargo, en los ciclos combinados, el consumo de combustible lo marca la turbina de gas y la producción de vapor el pinch point, por lo que el aumento de la temperatura de alimentación conduce a una reducción de la recuperación de calor y de la potencia de la turbina de vapor. De ese modo el rendimiento disminuye y su uso no presenta ningún beneficio (Horlock, 1991 [18]).

Otra diferencia con las centrales tradicionales de vapor se encuentra en el tipo de regulación de la carga. En los ciclos tradicionales se emplean diversas técnicas como la admisión parcial, mientras que en los ciclos combinados se realiza mediante presión deslizante, ya que, de ese modo, las temperaturas de saturación se van adaptando a las del gas en la caldera y la recuperación de calor es más eficiente.

2.2.5. Parámetros de diseño de los ciclos combinados

En los apartados anteriores se han ido mostrando los principales componentes y esquemas de las centrales de ciclo combinado tanto actuales como las tendencias para el futuro. Igualmente se han ido presentando una serie de parámetros cuyo valor se debe seleccionar en la fase de diseño y de los cuales depende el rendimiento.

En las tablas 2.1, 2.2 y 2.3 se reúnen los parámetros de diseño del ciclo de gas, de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor respectivamente. Igualmente se recogen algunos otros parámetros que, o bien no se pueden seleccionar en el diseño, o bien son resultado de él pero afectan igualmente en el comportamiento y no pueden ser obviados. Después de cada tabla se indica de qué manera afectan al comportamiento del ciclo cada uno de los parámetros y cuáles son sus valores típicos.

Es muy importante señalar que, de los parámetros de diseño que se van a mostrar, el diseñador de la planta no tendrá control sobre los que se refieren a la turbina de gas, ya que es un componente muy estandarizado y el diseño se reduce a la selección de una turbina de entre las posibles del mercado, en los que los parámetros ya están fijados.

Tabla 2.1. Parámetros relativos al ciclo de gas

Parámetros de diseño	Gasto másico de aire (\dot{m}_a)
	Relación de compresión (ρ)
	Temperatura de entrada a la turbina (T_{et})
Otros parámetros	Rendimiento isentrópico del compresor (η_{isc}) y de la turbina (η_{it})
	Temperatura de salida de la turbina (T_{esc})

- **Gasto másico de aire:** Es el parámetro más importante con relación a la potencia total de la turbina de gas y del ciclo combinado. Termodinámicamente no tiene influencia sobre el ciclo (ni sobre el rendimiento ni sobre el trabajo específico), pero económicamente sí desempeña un papel importante. Determina por tanto el factor de “escala” del diseño. Puede ser mayor de 600 kg/s para potencias de turbinas de gas superiores a 200 MW.
- **Relación de compresión:** Es un factor muy importante en el diseño de la turbina de gas ya que de él depende la potencia obtenida, el rendimiento y la temperatura de escape de la turbina de gas. En los rangos habituales y con las temperaturas de combustión actuales, el aumento de la relación de compresión mejora el rendimiento

de la turbina de gas y disminuye la temperatura de escape, pero también eleva el coste, por lo que solo compensan altos valores para grandes potencias. En cuanto al ciclo combinado, se debe procurar encontrar el óptimo que proporcione un buen rendimiento y una alta potencia de la turbina de gas junto con una elevada temperatura de escape para poder producir gran cantidad de vapor a alta temperatura. Sus valores típicos varían entre 10 y 30.

- **Temperatura de entrada a la turbina:** Un aumento en la temperatura de entrada a la turbina siempre mejora las prestaciones del ciclo de gas y del ciclo combinado. Su límite lo impone la resistencia mecánica de los materiales utilizados. Actualmente es normal llegar a temperaturas superiores a 1500 K, aunque en algunos casos se superan los 1700 K. Estas altas temperaturas requieren refrigeración en las primeras coronas de álabes de la turbina.
- **Rendimiento isentrópico del compresor y de la turbina:** No son factores que se puedan seleccionar, sino que dependen del diseño mecánico y aerodinámico de las turbomáquinas. Serán mayores cuanto menores sean las pérdidas y las irreversibilidades en el proceso de compresión o expansión.
- **Temperatura de salida de la turbina:** Su valor depende principalmente de la temperatura de entrada a la turbina y de la relación de compresión. Para una buena recuperación de calor en la caldera es conveniente que su valor sea alto. Actualmente se obtienen temperaturas mayores a 900 K.

Tabla 2.2. Parámetros relativos a la caldera de recuperación de calor

Parámetros de diseño	Presión del vapor (P)
	Pinch point (PP)
	Approach point (AP)
	Temperatura de salida del vapor ($T_{sal\ v}$)
Otros parámetros	Gasto másico de vapor (\dot{m}_v)
	Temperatura de salida de la caldera ($T_{sal\ g}$)
	Pérdidas de carga (ΔP)

- **Presión del vapor:** Es un factor muy importante en la recuperación de calor, debiéndose adecuar el valor de cada uno de los niveles de presión a las temperaturas en las distintas zonas de la caldera para maximizar la cantidad de vapor generado y así la potencia del ciclo de vapor. Por otro lado, cuanto mayor sea la presión mayor será el coste de la caldera.
- **Pinch point:** Es la mínima diferencia entre las temperaturas del gas y del vapor en cada nivel de presión. Es un factor muy importante en el rendimiento de la caldera y en la producción de vapor, por lo que influye notablemente en el rendimiento global del ciclo combinado. Desde un punto de vista termodinámico siempre interesa disminuirlo para reducir las pérdidas exergéticas, sin embargo, cuanto menor sea mayor será el área de intercambio de calor y por tanto aumentará el coste de la caldera. Se deberá llegar a una solución de compromiso entre el rendimiento y el coste. Una vez elegida la turbina de gas, es uno de los parámetros más importantes a seleccionar. Sus valores típicos varían entre 8 y 15 K.
- **Approach point:** Es la diferencia entre la temperatura de saturación y la de alimentación al calderín (temperatura de salida del economizador). Aparece por la necesidad de asegurar, tanto en condiciones de diseño como a cargas parciales, que no se produce ninguna evaporación parcial en el economizador para así alimentar al calderín con agua subenfriada. Las tendencias al modificarlo son las mismas que las del pinch point, pero con una menor influencia sobre el rendimiento. Tampoco es aconsejable técnicamente que tenga un valor elevado para evitar choques térmicos en el calderín. Se debe llegar a un compromiso entre el coste y el rendimiento pero manteniendo los límites técnicos tanto superior como inferior. Su valor oscila entre 5 y 15 K.
- **Temperatura de salida del vapor:** Es, junto con la presión del vapor y la de condensación, el parámetro más influyente sobre el rendimiento del ciclo de vapor. Por lo general, cuanto mayor sea más eficiente será el ciclo, aunque no se puede superar cierto valor para evitar el deterioro mecánico de la turbina debido a la alta temperatura. Este valor se establece cerca de 560 °C (833 K). En ocasiones, en lugar

de especificar su valor, se determina la diferencia terminal de temperaturas en el sobrecalentador, que es la diferencia entre la temperatura de entrada del gas y la de salida del vapor. Cuanto menor sea dicha diferencia, mayor será el coste de la caldera por el aumento de área de intercambio de calor. También es importante aclarar que, si bien el aumento de la temperatura del vapor aumenta el rendimiento del ciclo de vapor, la potencia y, por tanto, el rendimiento del ciclo combinado lo hacen en menor medida, ya que la producción de vapor por parte de la caldera disminuye.

- **Gasto másico de vapor:** Es un factor muy importante en el ciclo de vapor, ya que es un factor de escala en la producción de potencia de la turbina. Su valor viene determinado por los parámetros estudiados anteriormente, pero sobre todo por la presión del vapor (o de los calderines) y el pinch point.
- **Temperatura de salida de la caldera:** No es un parámetro de diseño sino un resultado de la selección de todos los anteriores. Su valor determina la cantidad total de calor recuperado en la caldera. Cuanto menor sea, más efectiva habrá sido la recuperación de calor. No debe ser inferior a 90 o 100 °C si se usa gas natural o inferior a 135°C si se usa fuelóleo para evitar condensaciones de ácidos.
- **Pérdidas de carga:** Las pérdidas de carga, tanto del lado del gas como del lado del vapor, dependen del diseño de los intercambiadores de calor. Afectan al rendimiento de ambos ciclos ya que cuanto menores sean, por un lado la expansión en la turbina de gas será mayor y por otro la potencia necesaria para el bombeo del agua menor.

Tabla 2.3. Parámetros relativos al ciclo de vapor

Parámetros de diseño	Presión de condensación (P_{cond})
	Presión de las extracciones
	Presión del desgasificador (P_{desg})
Otros parámetros	Título de vapor a la salida de la turbina

- **Presión de condensación:** Es el parámetro que determina la temperatura a la cual se cede el calor al entorno. Cuanto menor sea, mayor será la expansión en la turbina de vapor y por tanto mayor será la potencia y el rendimiento del ciclo de vapor y del ciclo combinado. No es directamente seleccionable, sino que depende del diseño del condensador y de la temperatura ambiente. Sus valores más habituales oscilan entre 50 y 80 mbar de presión absoluta. Aunque el diseño del condensador no es un objetivo de este trabajo, en él se deben tener en cuenta también los factores económicos y el título de vapor a la salida de la turbina.
- **Presión de las extracciones:** Dependerán de cada caso en particular y del proceso para el cual sea requerido el vapor, pero no suelen tener una alta influencia sobre el rendimiento del ciclo.
- **Presión del desgasificador:** De su valor depende la temperatura de alimentación a la caldera. Suele ser de 0.2 bar (60 °C) para ciclos con gas natural y 3.2 bar (135 °C) para ciclos de fuelóleo.
- **Título de vapor a la salida de la turbina:** Su valor depende de la temperatura y de la presión del vapor a la entrada del último cuerpo de la turbina y de la presión del condensador. Deberá ser mayor a 0.85 para evitar el deterioro de los últimos escalonamientos de la turbina debido a las gotas de condensado. La existencia de recalentamiento aumenta su valor al ser la presión de entrada a la turbina menor.

2.3. Economía de los ciclos combinados

En esta sección se van a exponer de una manera muy simplificada algunas nociones económicas básicas sobre el mercado eléctrico así como las características principales de la economía de los ciclos combinados y su posición dentro de dicho mercado.

2.3.1. Introducción al mercado eléctrico

La principal diferencia entre la producción de energía y la de otros bienes es que la electricidad no puede ser almacenada en grandes cantidades. Esta característica es

fundamental en el funcionamiento del mercado eléctrico, ya que la oferta tiene que ser en todo momento igual a la demanda. Por este motivo debe existir una regulación muy precisa de la cantidad total de energía que se produce y de la que se consume.

Hasta hace unos años esta regulación se conseguía mediante la instalación de sistemas redundantes de forma que siempre se pudieran satisfacer las necesidades de demanda. Como resultado de este sistema, se encarecía el producto final, trasladándose estos costes al consumidor. Sin embargo, en la actualidad el sistema eléctrico se ha descentralizado y liberalizado en muchos países. De ese modo el coste ha pasado a ser un factor fundamental en la producción de energía, la regulación se ha convertido en un sistema muy complejo y los precios del mercado se rigen por la oferta y la demanda siguiendo un proceso de subasta.

La liberalización del sector y la aparición de competencia conduce a los productores a tener en cuenta no solamente el coste sino también a valorar los riesgos de inversiones, los plazos o la fiabilidad de tecnologías y considerar igualmente los factores medioambientales, no sólo por legislación, sino por imagen de cara al consumidor (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]).

Por todos estos motivos es fundamental conocer las ventajas e inconvenientes que presentan cada una de las diferentes tecnologías de producción de energía y de ese modo poder tomar decisiones sobre cuáles deben ser empleadas para un funcionamiento de base o de punta y cuáles y de qué tipo se deben construir o reconvertir.

2.3.2. Costes de producción

El coste de producción de energía es un factor fundamental en el estudio de viabilidad de las plantas de potencia y su conocimiento es crucial en un mercado desregulado. Se suele expresar en €/kWh y, como se ve en la ecuación 2.13, tiene tres componentes, que son el coste de amortización, el gasto de combustible y del coste de operación y mantenimiento.

$$C_{kWh} = \frac{C_a + C_{comb} + C_{o-m}}{\tilde{W} \cdot h} \quad [2.13]$$

El coste de amortización es un coste fijo que depende del coste total de la planta, del período de amortización y de la tasa de descuento anual o interés:

$$C_a = C_F \cdot \beta \quad [2.14]$$

Donde β es el “factor de carga de capital” (Horlock, 1992 [2]) o “factor de anualidad” (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]), y se define como:

$$\beta = \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad [2.15]$$

Que, como se ve, depende del interés simple o tasa de descuento y del número de años de amortización. Si el interés fuera cero, β tomaría el valor de $1/N$ y el coste de amortización sería el capital total invertido dividido por el número de años de amortización.

El gasto anual de combustible depende de la cantidad de energía generada y por tanto es un coste variable:

$$C_{comb} = F \cdot \dot{m}_f \cdot PCI \cdot h = \frac{F \cdot \tilde{W} \cdot h}{\tilde{\eta}} \quad [2.16]$$

Los factores que le afectan son el precio del combustible (F) y el rendimiento medio de la planta ($\tilde{\eta}$) además de la energía producida ($\tilde{W} \cdot h$).

Finalmente, el coste de operación y mantenimiento se compone de una parte fija (como pueden ser los costes administrativos, seguros o mantenimiento) y otra variable (derivada de la operación, el mantenimiento, reparaciones o revisiones, que dependen de la producción).

A la hora de valorar el coste de producción, es importante conocer o estimar el número de horas medio que la central va a estar funcionando. Se puede definir el factor de disponibilidad como el cociente entre el número de horas operativas y el total posible. La diferencia entre ambas sería el número de horas de paradas planeadas e imprevistas.

$$Disponibilidad = \frac{h}{h_{año}} = \frac{h}{8760} \quad [2.17]$$

Se debe destacar que durante todo este desarrollo se han introducido notables simplificaciones que son necesarias para poder realizar los primeros análisis económicos y para poder comparar las distintas opciones que se puedan presentar. Entre ellas están la utilización anual media de la planta, el uso de costes y precios medios, tanto de la electricidad como del combustible (aunque realmente se basen en la oferta y la demanda), y la *no*-diferenciación geográfica (que impondrá distintos tipos de tasaciones, legislación e impuestos) (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]).

Horlock (1992 [2]) introduce el uso del flujo de caja para poder realizar estudios de viabilidad y los modelos de coste exergetico. En este trabajo también se hablará más detenidamente de estos dos aspectos en el capítulo 4.

2.3.3. Curva de oferta y determinación del punto de funcionamiento

En el apartado anterior se ha introducido el coste de producción del kilovatio-hora para una central térmica. En el estudio económico de cualquier producto es necesario conocer dichos costes para poder establecer la curva de oferta, que es el instrumento necesario para posteriormente fijar su precio cuando se compare con la demanda.

Combinando las ecuaciones 2.13 y 2.16 se puede escribir:

$$C_{kWh} = \frac{C_a}{\tilde{W} \cdot h} + \frac{F}{\tilde{\eta}} + \frac{C_{o-m \text{ fijo}}}{\tilde{W} \cdot h} + C_{o-m \text{ variable}} \quad [2.18]$$

Reagrupando los términos en fijos y variables queda:

$$C_{kWh} = \left(\frac{C_a + C_{o-m \text{ fijo}}}{\tilde{W} \cdot h} \right) + \left(\frac{F}{\tilde{\eta}} + C_{o-m \text{ variable}} \right) \quad [2.19]$$

Para un determinado precio del combustible, la ecuación anterior es una familia de curvas de coste que depende del tiempo medio de utilización, de la potencia y del rendimiento de la planta, como se ilustra en la figura 2.13. Es decir, dependiendo del rendimiento de la central (a plena carga o a cargas parciales) se tendrá una curva de costes u otra y el coste de producción será función de la cantidad de energía producida según el número de horas de funcionamiento de la central.

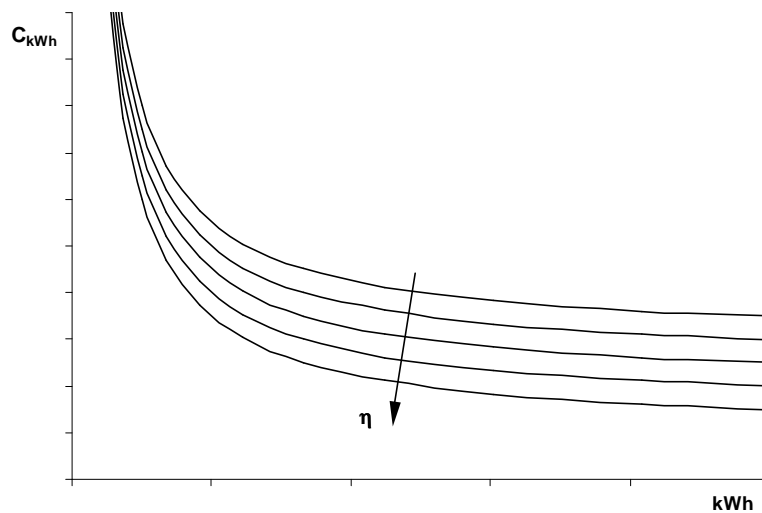


Fig. 2.13. Curvas del coste de generación a diferentes cargas

Sin embargo, el precio de venta en un mercado desregulado se fija para un intervalo de tiempo definido (mercado diario e intradiario). Durante este intervalo la cantidad total de energía que la central puede producir viene determinada por su punto de funcionamiento (que es la potencia que genera en dicho punto por el intervalo de tiempo considerado). Teniendo en cuenta esa limitación, sólo es posible un punto de cada curva de la familia anterior, que se corresponde con el de la energía producida en

esa condición de funcionamiento. El conjunto de todos esos puntos formará la curva de oferta de la planta para dicho intervalo, que se ilustra en la figura 2.14.

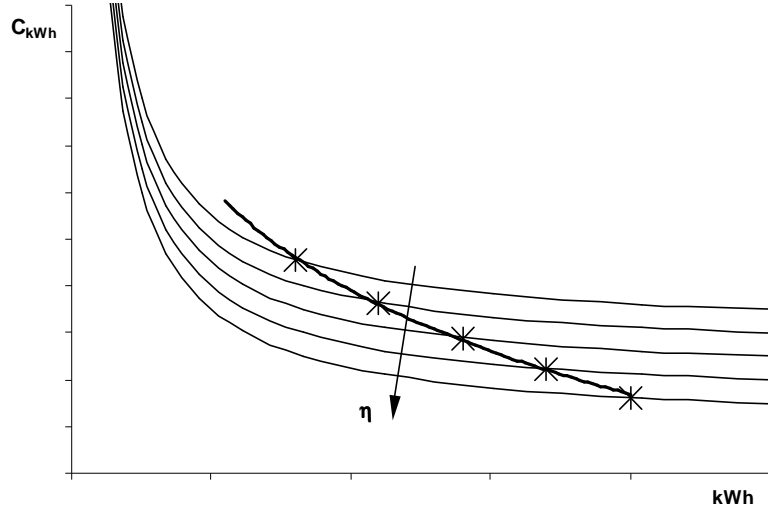


Fig. 2.14. Curva de oferta para un intervalo de tiempo de producción fijo.

Una vez que se conoce la curva de oferta se sabe cuánto cuesta cada kilovatio-hora generado y en qué condición de funcionamiento debe generarse. El siguiente paso es conocer el precio de venta para saber si es rentable contratar o no la producción de potencia.

Es evidente que el precio de venta proporcionará beneficios a la planta si es mayor que el coste de generación. Esta situación se dará sobre todo en intervalos de alta demanda eléctrica. Sin embargo, cuando la demanda sea menor se debe establecer el precio a partir del cual es más rentable parar la central. El beneficio de la planta es el siguiente:

$$B = I - C_a - C_{comb} - C_{om} = P \cdot \tilde{W} \cdot h - C_a - C_{comb} - C_{om} \quad [2.20]$$

Cuando la central esté parada, el beneficio (negativo) será:

$$B_{parada} = -C_a - C_{o-m \text{ fijo}} \quad [2.21]$$

Por tanto, el precio al que se debe vender la energía producida será el que satisfaga la siguiente inecuación:

$$P \cdot \tilde{W} \cdot h - C_a - C_{comb} - C_{om} > -C_a - C_{om\ fijo} \quad [2.22]$$

Utilizando la ecuación 2.16 y desglosando el coste de amortización en su componente fija y variable queda:

$$P > \frac{F}{\tilde{\eta}} + C_{o-m\ variable} \quad [2.23]$$

Es decir, el precio mínimo con el que se puede vender la energía producida es el que cubra los costes variables. Si es menor, será más conveniente parar la producción. En realidad el precio límite podría ser menor ya que los procesos de arranque y de la parada de la planta introducen más costes que no se han tenido en cuenta (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]).

2.3.4. Posición de los ciclos combinados frente a otras plantas

En la literatura se pueden encontrar trabajos donde se analizan las ventajas e inconvenientes de los ciclos combinados frente a plantas de potencia tradicionales (Kehlhofer *et al.* 1999 [3]; Naughten, 2003 [19]). Los principales factores que se pueden comparar se muestran a continuación:

- **Coste total de la planta:** Se suele comparar el precio por kilovatio instalado, que suele ser decreciente por economías de escala. Las plantas de potencia que requieren menos inversión son las turbinas de gas, aunque la potencia máxima también es menor, no existiendo turbinas que consigan más de 400 MW. Los ciclos combinados son más caros al añadir un ciclo de vapor (la turbina de gas suele representar un tercio del coste total), pero las potencias que se pueden obtener son bastante mayores. Su precio es menor que el de un ciclo de vapor tradicional de la misma potencia, ya que la instalación es menos compleja y más estandarizada. Las

centrales nucleares son, con diferencia, las que requieren una mayor inversión, pero también alcanzan potencias mayores.

- **Rendimiento y coste de combustible:** Su análisis suele hacerse en conjunto, ya que el coste total de combustible depende de ambos. La planta con mayor rendimiento es claramente el ciclo combinado, superando el 55%, seguida de las plantas de vapor tradicionales que pueden superar el 40%. Los motores diesel también pueden superar el 50 % pero con potencias mucho menores que las de los ciclos combinados. En cuanto al combustible, no sólo se debe evaluar su precio sino también su estabilidad y su disponibilidad. En el caso del ciclo combinado, el combustible usado suele ser el gas natural, cuya disponibilidad queda limitada por la existencia de gaseoductos. Su precio además es más caro y menos estable que el carbón o que el fuelóleo, pero el coste total queda compensado e incluso mejorado debido al alto rendimiento. En lugares donde no existen gaseoductos se pueden instalar ciclos combinados de fuelóleo, pero la tecnología es más eficiente y menos contaminante con gas natural.
- **Coste de operación y mantenimiento:** El coste de operación y mantenimiento no es tan importante ya que representa sólo una pequeña parte del coste total anual (dependiendo del tipo de planta, en torno al 10%). Las centrales nucleares son las que más coste presentan por kilovatio-hora producido. El ciclo combinado presenta mayor coste que las turbinas de gas (principalmente debido a la mayor producción) pero menor que las de vapor.
- **Comparación del tiempo de construcción:** Este factor se ha convertido en una de las claves a la hora de estudiar la viabilidad de una planta con el nuevo mercado eléctrico principalmente por dos factores: uno sería los costes generados durante la época de construcción, sin ningún tipo de retorno al no estar operativa la central. El otro sería el factor riesgo, ya que es necesaria una buena adaptación entre la oferta y la demanda y las previsiones a largo plazo son menos precisas que a corto. Las centrales de construcción más rápida son los motores diesel y las turbinas de gas, debido a su alta estandarización y menor obra civil. El ciclo combinado se sitúa de

nuevo entre las turbinas de gas y los ciclos tradicionales de vapor. En un principio se solía hacer la instalación en dos fases, la primera era la construcción del ciclo de gas para empezar a percibir ingresos en un plazo corto y posteriormente se construía el ciclo de vapor (más sencillo que en las plantas tradicionales). En la actualidad, el tiempo de ejecución de esta segunda fase se ha reducido en gran medida, siendo más conveniente realizar el conjunto de la obra en una sola fase. El tiempo de construcción suele ser entre 18 y 24 meses.

Finalmente, se puede hacer un análisis de qué tecnologías emplear dependiendo del tipo de utilización de la planta (base, intermedia o punta), teniendo en cuenta todos los factores antes mencionados. Como resultado de dicho análisis (Kehlhofer *et al.*, 1999 [3]) se concluye que la planta de ciclo combinado es actualmente la alternativa más rentable para medias y altas potencias con un elevado número de horas de funcionamiento al año, es decir, en funcionamiento de base. A potencias muy altas y con un precio elevado del gas, las plantas tradicionales de vapor pueden llegar a ser más viables que el ciclo combinado, pero si se tienen en cuenta factores medioambientales o costes por emisión de CO₂, el ciclo combinado vuelve a tomar ventaja. Finalmente, la mejor alternativa si el número de horas en funcionamiento es bajo son las turbinas de gas debido a su menor coste de amortización (parar la central no supone tanto gasto). Estas centrales por tanto son buenas para funcionamiento en punta.

Bibliografía

- [1] J. H. Horlock (1995). “Combined Power Plants-Past, Present, and Future”. Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P. 117: 608-617.
- [2] J. H. Horlock (1992). Combined Power Plants. 1st edition. Oxford: Pergamon Press.
- [3] R. Kehlhofer, J. Warner, H. Nielsen, R. Bachmann (1999). Combined Cycle Gas-Steam Turbine Powerplants. 2nd edition. Tulsa, Oklahoma: PennWell.

- [4] P. J. Dechamps (1998). “Advanced Combined Cycle Alternatives With the Latest Gas Turbines”. Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P. Vol. 120(2): 350-357.
- [5] T. W. Song, J.L. Sohn, J. H. Kim, S. T. Kim, S. T. Ro (2002). “Exergy-Based Performance Analysis of the Heavy-Duty gas Turbine in Part-Load Operating Conditions”. Exergy, 2:105-112.
- [6] T. S. Kim (2004). “Comparative Analysis on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants Considering Design Performance and Power Control Strategy”. Energy 29: 71–85.
- [7] J.H. Horlock (1987). Cogeneration-Combined Heat and Power (CHP). Pergamon Press.
- [8] A. Franco, C. Casarosa (2002). “On some Perspectives for Increasing the Efficiency of Combined Cycle Power Plants”. Applied Thermal Engineering, 22(13): 1501-1518.
- [9] Staff report (1995). ABB Power Generation, “Advanced Cycle System GT24/GT26”.
- [10] C. Carcasci, B. Facchini (2000). “Comparision between Two Gas Turbine Solutions to Increase Combine Power Plant Efficiency”. Energy Conversion and Management; Vol. 41; pp. 757-773.
- [11] Staff report (1999). “Agawam Merchant GT24 Combined Cycle Plant Uses Once-Through HRSG”, Modern Power Systems, 31-38.
- [12] D. Smith (1999). “New CCGT Technology Aims for over 60 Percent Efficiency at COTTAM”, Modern Power Systems, 40-43.
- [13] B. Facchini, D. Fiaschi, G. Manfrida (2000). “Exergy Analysis of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbines”. Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P. 122(2): 233-238.
- [14] J. C. Semedard, G. Scheffknecht (1997). “Modern Heat Recovery Steam Generators”. VBG Kraftwerkstechnik 77, N. 12. 916-923.

- [15] P. J., Dechamps, Galopin J. F. (1997). "Once Through Heat Recovery Steam Generators Working With Sub- and Supercritical Steam Conditions for Combined Cycle". *Power-Gen.* 97. Vol. 3: 237-49.
- [16] J. F. Galopin (1998). "Going Supercritical: Once-Through is the Key", *Modern Power Systems*, 39-42.
- [17] B. Wippel, R. Loth (1999). "Theoretical Comparision of the Time Dependent Behaviour of a Combined Cycle Power Plant With Circulation Respectively Onc-Throueg Boiler on Load Changes". *VGB PowerTech* 12/99. 37-41.
- [18] J. H. Horlock (1991). "The Use of Feed Heating of the Steam Cycle of a Combined Cycle Power Plant". *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 205(3): 207-15.
- [19] B. Naughten, (2003). "Economic Assessment of Combined Cycle Gas Turbines in Australia. Some Effects of Microeconomic Reform and Technological Change". *Energy Policy* 31 (3): 225-245.

3. SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DE PLANTAS DE POTENCIA DE CICLOS COMBINADOS

3.1. Introducción

El estudio de cualquier proceso de ingeniería requiere del conocimiento de los fenómenos que ocurren y del comportamiento de cada uno de los elementos que lo forman, así como del conjunto de ecuaciones que lo describen. En el campo de los sistemas térmicos dichos conocimientos son necesarios para desarrollar modelos de simulación y, con ellos, efectuar cualquier clase de estudio, análisis u optimización y comprender mejor el sistema que se está tratando.

De ese modo se desarrollan modelos matemáticos que modelizan cada uno de los fenómenos y procesos que se manifiestan. Estos modelos, aplicados al caso de los sistemas térmicos, se clasifican en empíricos y fenomenológicos. En los primeros se describe el comportamiento en base a datos experimentales y se obtienen como resultados correlaciones o gráficas. En los segundos, el modelo se elabora mediante el desarrollo de ecuaciones matemáticas que pretenden representar los fenómenos reales que intervienen en el sistema. Ambas aproximaciones al comportamiento real pueden ser válidas; por ejemplo, en el estudio de compresores axiales existen relaciones físicas y matemáticas conocidas capaces de explicar su funcionamiento en función de su geometría y de las propiedades de los fluidos (que previamente deben ser también modelados); pero la simulación matemática es complicada, y suele ser conveniente acudir al uso de curvas adimensionales —obtenidas experimentalmente—, que reducen el tiempo de simulación y proporcionan resultados muy precisos. Sin embargo, el estudio de cambiadores de calor queda perfectamente definido por unas leyes físicas de fácil aplicación, por lo que el empleo de datos experimentales no queda justificado.

Una vez conocidos los modelos que predicen el comportamiento de los diferentes elementos del sistema térmico, el siguiente paso consiste en su integración, de forma que se obtenga un sistema de ecuaciones que será el que rija el comportamiento del conjunto. En el caso de sistemas térmicos, y más aún en el de ciclos combinados (que

es ya una integración de dos ciclos), el sistema resultante puede llegar a ser bastante complejo y, en ocasiones, de difícil resolución.

La simulación de los sistemas térmicos consistirá, por tanto, en la integración de todos aquellos modelos matemáticos o experimentales que rigen el comportamiento de cada uno de los elementos que componen el sistema, y su objetivo final será conocer el valor de las variables termodinámicas en cualquier punto del sistema y determinar las prestaciones (potencia, rendimiento, calor intercambiado o pérdidas) de cada uno de ellos y del conjunto.

Para el trabajo que aquí se desarrolla se debe disponer de una herramienta de simulación que sea capaz de resolver cualquier configuración de planta de ciclo combinado, tanto en su punto nominal o de diseño como a cargas parciales o fuera de diseño.

Para la simulación en el punto nominal es necesario introducir una serie de parámetros de diseño (relativos tanto a la turbina de gas como a la caldera y al ciclo de vapor) y, posteriormente, aplicar los balances de masa y energía a cada componente del sistema. Para calcular las pérdidas exergéticas se debe aplicar el Segundo Principio de la Termodinámica.

La simulación a cargas parciales requiere la predicción del comportamiento de cada uno de los elementos que constituyen el ciclo combinado en cualquier condición de funcionamiento. Como también manifiestan Harvey *et al.* (2000 [1]) y El-Sayed (1999 [2]), en este caso es necesario caracterizar los componentes del sistema – conocer, por ejemplo, las curvas características de la turbomáquinas o el producto UA (coeficiente global de transmisión de calor por el área de intercambio de calor) de cada elemento de la caldera– e introducir ciertos datos como las condiciones ambientales (presión y temperatura). Una vez hecho esto, el programa reduce el grado de carga de la turbina de gas para obtener los nuevos resultados.

En este capítulo se presentan los modelos que simulan el comportamiento de cada uno de los componentes del ciclo, tanto a plena carga como a cargas parciales. En el

apartado 3.2 se muestra el modelo de cálculo en las condiciones de diseño y en el 3.3, 3.4 y 3.5 los modelos de la turbina de gas, la caldera de recuperación y la turbina de vapor respectivamente a cargas parciales. En el apartado 3.6 se describen los distintos métodos para la resolución del sistema de ecuaciones resultante y se desarrolla ampliamente el método utilizado para este trabajo.

3.2. Modelo de cálculo en el punto de diseño

3.2.1. Turbina de gas

Ecuaciones del compresor:

Como ya se ha indicado en la sección 2.2.2, el compresor se alimenta de aire de la atmósfera y lo comprime adiabáticamente antes de que entre en la cámara de combustión. La presión de salida queda determinada por la presión de admisión (que es la atmosférica menos una pérdida de carga) y la relación de compresión:

$$P_2 = \rho \cdot P_1 = \rho \cdot (P_{atm} - \Delta P) \quad [3.1]$$

Donde el subíndice 2 indica el estado de salida y el 1 el de entrada.

Si la compresión fuera adiabática y reversible y si se considera el aire como un gas ideal la temperatura de salida sería:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [3.2]$$

Al ser el proceso irreversible se define el rendimiento isentrópico como

$$\eta_{isC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad [3.3]$$

Y al conocerse la relación entre la entalpía, la temperatura y la presión del aire ($h = h(T)$ si se supone gas ideal), el punto de salida se puede calcular a través de la ecuación:

$$h_2 - h_1 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{isC}} \quad [3.4]$$

En la ecuación anterior, el primer término de la igualdad se corresponde con el trabajo específico que hay que aportar en el proceso. La potencia consumida por el compresor será:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{mc}} \quad [3.5]$$

siendo η_{mc} el rendimiento mecánico del compresor.

Ecuaciones de la cámara de combustión:

En la cámara de combustión se introduce el combustible y se mezcla con el aire que entra desde el compresor. Dicha mezcla se quema y se eleva su temperatura hasta un valor determinado (dato de diseño), que depende principalmente de la riqueza. El proceso se realiza prácticamente a presión constante, aunque es inevitable una pérdida de carga, que si no es proporcionada por el fabricante debe ser estimada. Las ecuaciones que modelizan el proceso son las siguientes:

$$\dot{m}_a \cdot h_2 + \dot{m}_f \cdot PCI \cdot \eta_{CComb} = \dot{m}_g \cdot h_3 \quad [3.6]$$

Donde el h_3 es conocido ya que el valor de la temperatura a la salida de la cámara de combustión es un parámetro de diseño (temperatura de entrada a la turbina).

Es importante destacar que la composición de los gases se debe considerar distinta a la del aire, ya que este factor es importante a la hora de establecer su calor específico.

También es importante considerar la posible inyección de agua junto con el combustible (para reducir las emisiones de NO_x). En ese caso, al calcular el poder calorífico de la mezcla combustible-agua se debe tener en cuenta el calor latente de vaporización del agua a la presión la cámara, es decir:

$$PCI'(\dot{m}_f + \dot{m}_{\text{agua}}) = PCI \cdot \dot{m}_f - h_{\text{lat}} \cdot \dot{m}_{\text{agua}} \quad [3.7]$$

Donde PCI' es el poder calorífico inferior de la mezcla y h_{lat} el calor latente de vaporización.

Ecuaciones de la turbina:

Los gases que salen de la cámara de combustión se introducen en la turbina, donde se expanden adiabáticamente hasta una presión conocida, que será ligeramente superior a la atmosférica tanto si la expansión se realiza en una sola fase como si es el cuerpo de baja presión de una turbina de combustión secuencial. De ese modo, las ecuaciones son las siguientes:

$$T_{4S} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [3.8]$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{is \ t} \cdot (h_3 - h_{4S}) \quad [3.9]$$

Correspondiéndose el subíndice 4 con la salida y el 3 con la entrada, y siendo $\eta_{is \ t}$ el rendimiento isentrópico de la turbina.

La potencia se calcula con la ecuación siguiente:

$$\dot{W} = \dot{m}_g \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{m \ t} \quad [3.10]$$

En las turbinas de gas de tecnología reciente, debido a la alta temperatura de los gases a la entrada de la turbina, los álabes de las primeras etapas deben ser refrigerados para que no alcancen una temperatura demasiado elevada y se produzcan

deterioros mecánicos. La refrigeración tradicional, con una corriente de aire, agua o vapor que finalmente se mezcla con la corriente principal de gas aumenta la generación de entropía (debido a la mezcla). Actualmente dicha refrigeración se lleva a cabo por medio de parte del agua o vapor del ciclo de vapor para no desperdiciar el calor disipado, devolviéndolo a la caldera de recuperación y, por tanto, sin mezcla alguna. Esta solución reduce la entropía del gas. En cualquier caso, el rendimiento isentrópico de la turbina se ve alterado –disminuye en el primer caso y aumenta en el segundo (Muñoz *et al.*, 2002 [3]; Facchini y Stecco, 1999 [4])–, aunque esta variación es pequeña y los valores típicos siguen siendo los mismos que sin refrigerar. Teniendo en cuenta la refrigeración, la ecuación 3.10 se transforma en:

$$\dot{W} = (\dot{m}_g \cdot (h_3 - h_4) - \dot{Q}_{ref}) \cdot \eta_{mt} \quad [3.11]$$

El balance térmico en el lado del agua-vapor de refrigeración es:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{agua-ref} \cdot (h_{sal-ref} - h_{ent-ref}) \quad [3.12]$$

3.2.2. Caldera de recuperación de calor

El modelo matemático de la transmisión de calor en los economizadores, evaporadores y sobrecalentadores se basa en el balance de energía de las corrientes de los fluidos. Para la simulación a plena carga, el uso de las ecuaciones que derivan de dichos balances unido al conocimiento de los parámetros de diseño configura un sistema de ecuaciones con el que se pueden calcular todas las variables termodinámicas, tanto del gas como del agua, así como los gastos másicos y el calor cedido por el gas en cada intercambiador.

El modelo para el cálculo en el punto de diseño se va a desarrollar, a modo de ejemplo, para una caldera de recuperación de 1 nivel de presión. Su esquema se muestra en la figura 3.1. Los modelos correspondientes a otras configuraciones son similares, aunque la resolución del sistema puede ser bastante más compleja.

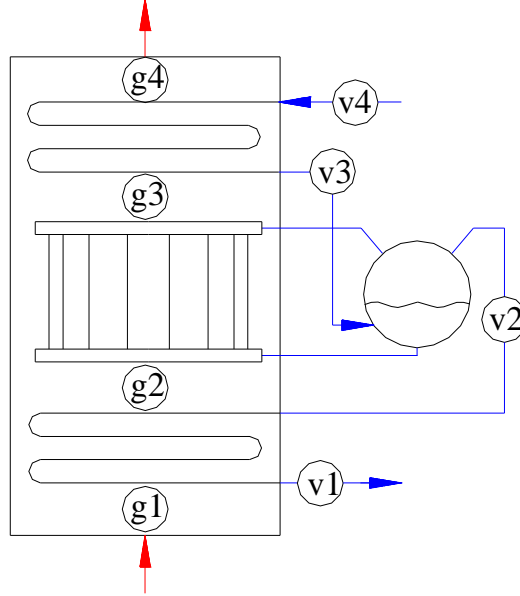


Fig. 3.1. Esquema de una caldera de recuperación de un nivel de presión

El sistema de ecuaciones lo formarán en este caso los balances de energía en cada uno de los intercambiadores y el balance de masas (que es elemental, al no haber divisiones ni mezclas de flujo):

$$\begin{cases} \dot{m}_g \cdot (h_{g1} - h_{g2}) = \dot{m}_{vsc} \cdot (h_{v1} - h_{v2}) \\ \dot{m}_g \cdot (h_{g2} - h_{g3}) = \dot{m}_{vev} \cdot (h_{v2} - h_{v3}) \\ \dot{m}_g \cdot (h_{g3} - h_{g4}) = \dot{m}_{vec} \cdot (h_{v3} - h_{v4}) \\ \dot{m}_{vec} = \dot{m}_{vev} = \dot{m}_{vsc} \end{cases} \quad [3.13]$$

Donde \dot{m}_g y h_{g1} son el gasto de gas y la entalpía de los gases de escape de la turbina de gas y son, por tanto, conocidas.

Los parámetros de diseño relativos a la caldera que se utilizan en este caso son la presión del calderín, el pinch point, el approach point y la temperatura de salida del vapor vivo o la diferencia terminal de temperaturas a la salida del sobrecalentador (definidos en el capítulo 2.2.3, figura 2.6). Con ellos se conocen las siguientes relaciones:

$$\begin{cases} T_2 = T_{\text{saturación}}(P_{\text{calderín}}) \\ T_{g3} = T_2 + PP \\ T_3 = T_2 - AP \\ T_1 = T_{\text{vapor vivo}} \text{ o } T_1 = T_{g1} - \Delta T \end{cases} \quad [3.14]$$

De esa forma se tiene un sistema de ecuaciones de 7 ecuaciones y 7 incógnitas (obviando la 4ª del sistema 3.13). Con este sistema y conociendo los parámetros de diseño ($P_{\text{calderín}}$, PP , AP , $T_{\text{vapor vivo}}$ o ΔT y T_{v4}) se pueden calcular todas las incógnitas: $h_{g2}-h_{g4}$, $h_{v1}-h_{v3}$ y \dot{m}_v .

Para la simulación se deben tener en cuenta las pérdidas de carga del lado del agua o del vapor en cada intercambiador, aunque su influencia es pequeña. Éstas pueden ser introducidas como un dato o estimadas una vez conocido el diseño del intercambiador de calor². La pérdida de carga del lado del gas no tiene influencia en el balance térmico ya que se considera un gas ideal, sin embargo podrá ser estimada igualmente cuando se diseñe el cambiador.

El calor intercambiado por cada elemento se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot (h_{g\text{ ent}} - h_{g\text{ sal}}) = \dot{m}_v \cdot (h_{v\text{ sal}} - h_{v\text{ ent}}) \quad [3.15]$$

En calderas de recuperación con múltiples niveles de presión es habitual utilizar dos intercambiadores de calor en una misma zona de la caldera (uno para el fluido de alta presión y otro para el de intermedia o el de baja) si trabajan a la misma

²Por las razones que se explican en la sección 3.4.5, en este trabajo se utiliza la metodología propuesta por Rapún (1999 [5]) para el diseño de los intercambiadores de la caldera. Por ese motivo se utilizan las correlaciones de pérdidas de presión empleadas en dicha metodología, tanto para el lado del gas como para el del agua-vapor –que también son válidas en condiciones supercríticas (Dechamps y Galopin, 1997 [6])–.

temperatura, y así reducir las pérdidas exergéticas. Esto ocurre principalmente con los economizadores. De ese modo, el gas cede calor a dos fluidos a distinta presión simultáneamente. En la figura 3.2 se muestra una caldera de dos niveles de presión donde el economizador de la parte superior es de este tipo.

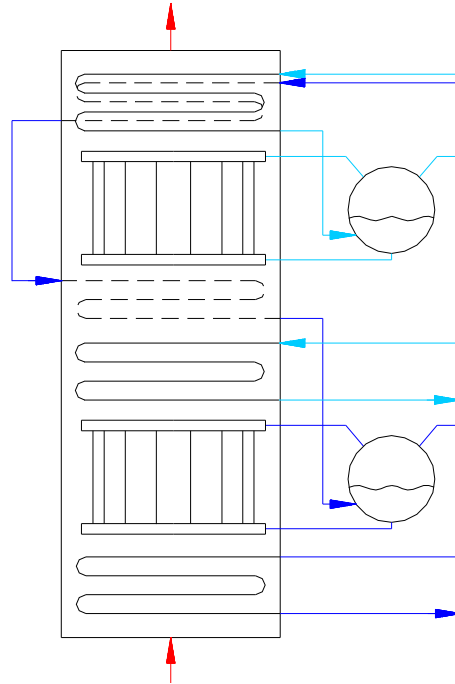


Fig. 3.2. Caldera de recuperación con dos niveles de presión

El balance de energía en el primer economizador es el siguiente:

$$\dot{m}_g \cdot (h_{g\text{ ent}} - h_{g\text{ sal}}) = \dot{m}_{vAP} \cdot (h_{vAP\text{ sal}} - h_{vAP\text{ ent}}) + \dot{m}_{vBP} \cdot (h_{vBP\text{ sal}} - h_{vBP\text{ ent}}) \quad [3.16]$$

Esta ecuación será la que se introduzca en el sistema con el que se simula el punto de diseño. Los parámetros de diseño en estos intercambiadores suelen ser la temperatura de salida del agua del nivel de baja (ya que suele entrar inmediatamente después al calderín y se conoce el approach point) y la entrada tanto de alta como de baja, si se trata del agua de alimentación. El valor de la temperatura del agua del nivel

de alta a la salida del economizador se selecciona igual al de la de baja para minimizar las pérdidas exergéticas.

El calor cedido al fluido de alta y baja presión respectivamente es:

$$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_{vAP} \cdot (h_{vAPsal} - h_{vAPent}) \quad [3.17]$$

$$\dot{Q}_{BP} = \dot{m}_{vBP} \cdot (h_{vBPsal} - h_{vBPent}) \quad [3.18]$$

Otro caso particular se presenta cuando el agua se encuentra en condiciones supercríticas y se utilizan calderas de paso único. En esta situación los parámetros de diseño no pueden ser los mismos que en los evaporadores comunes, ya que al no existir temperatura de saturación, el approach point no se puede definir y el pinch point está deslocalizado. En su lugar se deben bien proporcionar directamente las temperaturas de entrada o salida del intercambiador o bien establecer la diferencia entre la temperatura del gas y del agua en la entrada del intercambiador. La presión en estos ciclos no tiene tanta influencia ni sobre las prestaciones ni sobre el área total de intercambio de calor (Rovira *et al.*, 2003b [7]), pero seguirá siendo un parámetro de diseño. Finalmente la temperatura de vapor vivo o la diferencia terminal de temperaturas seguirá siendo también un parámetro de diseño. El diagrama calor-temperatura así como el esquema de este tipo de calderas se presentó en la figura 2.10; este último, básicamente, consiste en un serpentín al que se le añade un depósito separador para amortiguar la respuesta en los transitorios y las eventuales condensaciones si se reduce la presión.

Finalmente se debe considerar la utilización de post-combustión, aunque en los ciclos combinados actuales no es frecuente debido a que generalmente no elevan el rendimiento de la planta como se demostrará en el apartado 2.2.3. Sin embargo, sí podría llegar a utilizarse para obtener más potencia en un momento de gran demanda. Las ecuaciones que modelizan la post-combustión son las mismas que las de la cámara de combustión de las turbinas de gas, es decir:

$$\dot{m}_g \cdot h_1 + \dot{m}'_f \cdot PCI \cdot \eta_{Post-Comb} = \dot{m}'_g \cdot h_2 \quad [3.19]$$

Donde \dot{m}'_f es el combustible quemado en la postcombustión y \dot{m}'_g es el gasto másico de los gases después de la misma.

3.2.3. Ciclo de vapor

Como ya se ha mencionado con anterioridad varias veces, en un ciclo combinado el ciclo de vapor es el encargado de producir potencia a partir del calor recuperado en la caldera. Al no consumir directamente combustible (salvo que haya postcombustión), cuanto mayor sea la potencia que se obtenga, mayor será el rendimiento del ciclo.

A continuación se muestran las ecuaciones con las que se realiza el cálculo en el punto de diseño de los distintos componentes que pueden aparecer.

Turbina de vapor:

Las ecuaciones que predicen el comportamiento, al ser una turbomáquina, son similares a las del compresor y a la turbina de gas. El vapor que entra en la turbina se expande en una serie de escalonamientos produciendo potencia a medida que disminuye su entalpía. Dicho proceso queda definido por las siguientes ecuaciones:

$$\dot{W} = \dot{m}_v \cdot (h_{ent} - h_{sal}) \cdot \eta_{mTV} \quad [3.20]$$

El proceso se puede considerar adiabático pero no reversible, por lo que se define el rendimiento isentrópico como:

$$\eta_{isTV} = \frac{h_{ent} - h_{sal}}{h_{ent} - h_{sal s}} \quad [3.21]$$

Donde el punto 2s tiene la misma presión que el 2 (presión de salida) y la misma entropía que el 1. El aumento de entropía depende del rendimiento de cada uno de los escalonamientos, aunque en la práctica se calcula por grupos y no individualmente. En

la literatura existen diversos trabajos sobre cómo estimarlo, habitualmente a partir de métodos semiempíricos, como los de Kostyuk y Frolov (1998 [8]) –que fue utilizado en el antecedente inmediato de esta tesis (Rapún, 1999 [5])– y el de Spencer, Cotton y Canon (1974 [9]), muy utilizado a pesar de su antigüedad. En ambos métodos se divide la turbina en grupos de escalonamientos y se calcula para cada uno de ellos el rendimiento teniendo en cuenta las correcciones asociadas a la presencia de humedad y pérdidas en el escape. A continuación se describirá el método de Spencer, Cotton y Canon, empleado en esta investigación.

Método de Spencer, Cotton y Canon

El método de Spencer, Cotton y Canon parte de un rendimiento base que depende del tipo de turbina o del cuerpo (de alta o baja presión) que se está tratando. A este valor se le aplican unas correcciones que dependen de una serie de factores, siendo los más importantes el caudal de vapor, la relación de expansión y el efecto de los escalonamientos de regulación:

- Caudal de vapor: el rendimiento de la turbina aumenta si el volumen de entrada aumenta; cuanto mayor sea el caudal de vapor, mayor será el tamaño de la turbina y menor la proporción de pérdidas por fricción, pérdidas mecánicas y pérdidas intersticiales serán menores.
- Relación de expansión: el rendimiento de la turbina aumenta conforme aumenta la relación de expansión. El rendimiento total aumentará debido al factor de recuperación incluso si los escalonamientos añadidos tienen el mismo rendimiento que los originales, ya que las isóbaras en el diagrama de Mollier no son paralelas sino que divergen conforme la presión es mayor.
- Escalonamiento de regulación: el escalonamiento de regulación es menos eficiente que los otros escalonamientos, por lo que disminuye el rendimiento total de la turbina de alta dependiendo del número de coronas del escalonamiento de regulación y del salto de presión en éste.

En este método también se tienen en cuenta las condiciones de entrada (presión y temperatura) a la turbina en el punto de diseño.

A partir de las correlaciones anteriores se obtiene un valor para el rendimiento del cuerpo estudiado y se puede determinar el punto final de la línea de expansión teórica (*ELEP*, expansion line end point) a partir de la ecuación 3.22:

$$ELEP = h_1 - \eta_{isTV} \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad [3.22]$$

Los factores que se tienen en cuenta para esta predicción son el caudal del vapor, la relación de expansión, la presión y la temperatura a la entrada, la existencia o no de escalonamientos de regulación, las pérdidas en el escape, caudales de fuga y pérdidas mecánicas.

Cuando se trata del último cuerpo de la turbina, la presión de condensación considerada por el método es de 1.5 inHg (unos 50.8 mbar). Si esta presión es distinta el rendimiento se debe corregir introduciendo otra correlación.

Una vez calculado se debe comprobar si el punto final *ELEP* se encuentra por debajo de la línea de saturación. Si es así, se deberá introducir una nueva corrección que considere la pérdida de rendimiento por la aparición de humedad (ya que ésta no genera potencia), que además considera la pérdida de energía cinética en el escape:

$$UEEP = ELEP + (pérdida escape) \cdot 0.87 \cdot (1 - 0.01 \cdot Y) \cdot (1 - 0.0065 \cdot Y) \quad [3.23]$$

Donde *UEEP* es el punto final real de la línea de expansión (used energy end point) e *Y* es el tanto por ciento en peso de la fracción líquida. El factor 0.87 es el rendimiento “base” del escalonamiento cuando no existe humedad (aunque no será el real, debe ser muy parecido y se comete poco error), el factor $(1 - 0.01 \cdot Y)$ tiene en cuenta que la fracción líquida no produce potencia y el $(1 - 0.0065 \cdot Y)$ penaliza el rendimiento base debido a la aparición de humedad y al par de frenado que producen las gotas de agua condensada sobre los álabes.

Si el punto final se encuentra por encima de la línea de saturación sólo se considera la pérdida en el escape.

Además se tienen en cuenta otras correcciones asociadas a las fugas en función de los parámetros termodinámicos y aerodinámicos, pérdidas mecánicas y pérdidas en el alternador.

En el trabajo de Spencer, Cotton y Canon se proporcionan la correcciones y las curvas de forma gráfica pero se dan además sus expresiones matemáticas para que sean implantadas en programas informáticos.

Condensador:

En el condensador, el vapor o mezcla líquido-vapor de agua que proviene de la turbina se condensa cediendo calor al foco frío. La presión de condensación depende, tanto en el punto de diseño como a cargas parciales, de las condiciones ambientales y del diseño del condensador.

En este trabajo no se modeliza la variación de la presión de condensación con el grado de carga ni con la temperatura ambiental, sino que se considera como un dato. De ese modo, solamente se calcula el calor cedido al ambiente con el balance de energía:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_v \cdot (h_{ent} - h_{sal}) \quad [3.24]$$

Desgasificador:

En el desgasificador se eliminan los gases incondensables que puedan estar presentes en el agua del ciclo de vapor. Suele trabajar siempre a la misma presión independientemente del punto de funcionamiento del ciclo. Su comportamiento queda definido simplemente por la aplicación de los balances de masa y de energía:

$$\sum_{entradas} \dot{m}_{v\ ent} + \sum_{salidas} \dot{m}_{v\ sal} = 0 \quad [3.25]$$

$$\sum_{entradas} \dot{m}_{v\ ent} \cdot h_{ent} + \sum_{salidas} \dot{m}_{v\ sal} \cdot h_{sal} = 0 \quad [3.26]$$

Atemperadores:

Su función es controlar y limitar la temperatura del vapor vivo a la entrada de la turbina de vapor. Sus ecuaciones son simplemente el balance de masa y de energía:

$$\dot{m}_{v\ sal} = \dot{m}_{v\ ent} + \dot{m}_{fría} \quad [3.27]$$

$$\dot{m}_{v\ sal} \cdot h_{v\ sal} = \dot{m}_{v\ ent} \cdot h_{v\ ent} + \dot{m}_{fría} \cdot h_{fría} \quad [3.28]$$

Donde el subíndice *fría* se refiere al agua de alimentación utilizada para controlar la temperatura. La temperatura límite (la de salida) es siempre un dato. Estas ecuaciones se deben aplicar solamente cuando la temperatura de entrada sea mayor que la límite.

Precalentadores:

Los precalentadores son intercambiadores de calor que recuperan calor de una extracción de la turbina y lo ceden al agua de alimentación. Su uso es poco frecuente, y se introducen sólo en caso de necesidad, por ejemplo, cuando el combustible utilizado sea fuel-oil y la temperatura de los humos de la caldera deba ser relativamente alta. Su modelo matemático es un balance de energía similar al mostrado en la sección 3.2.2.

Válvulas:

Su función es regular el flujo de líquido o de vapor, haciendo la función de *bypass* o de reguladoras de caudal entre dos elementos a distinta presión. El proceso termodinámico es un proceso de derrame sin intercambio de calor ni de trabajo y por tanto la entalpía a la entrada y a la salida de las mismas serán iguales.

Bombas:

Elevan la presión del agua hasta las condiciones de trabajo en la caldera. La potencia que consumen se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot (P_{sal} - P_{ent})}{\rho \cdot \eta_{is\ bomba} \cdot \eta_{m\ bomba}} \quad [3.29]$$

Donde ρ es la densidad, $\eta_{is\ bomba}$ el rendimiento isentrópico de la bomba y $\eta_{m\ bomba}$ el rendimiento mecánico, que se considera como 0.75.

3.2.4. Pérdidas exergéticas

Una vez conocidas todas las variables termodinámicas en todos los puntos del sistema y los gastos másicos de las corrientes se puede aplicar el Segundo Principio a cada elemento para cuantificar las irreversibilidades de cada uno de ellos.

El balance de los flujos exergéticos de cada componente se expresa a continuación:

$$\sum_{entradas} E_{j,r} = \sum_{salidas} E_{j,r} - (\dot{Q} - T_0 \cdot J_s) + \dot{W} + I_e \quad [3.30]$$

Donde el subíndice j representa a cada flujo material que fluye a través del componente, J_s es el flujo entrópico calorífico (\dot{Q}/T) e I_e la destrucción exergética.

Las irreversibilidades externas quedan representadas por el término $(\dot{Q} - T_0 \cdot J_s)$ y las internas por la destrucción exergética (I_e), que a su vez se define como:

$$I_e = T_0 \cdot \sigma \quad [3.31]$$

siendo σ la generación entrópica.

A continuación se indica cómo pueden ser evaluadas en los elementos más importantes.

Compresor y turbina de gas:

El flujo de gas o de aire sigue un proceso adiabático que implica lo siguiente:

$$\dot{Q} = J_s = 0 \quad [3.32]$$

$$T_0 \cdot \dot{m}_g \cdot \Delta s = \dot{Q} + T_0 \cdot \sigma = 0 + T_0 \cdot \sigma = I_e \quad [3.33]$$

Es decir, por un lado, no existen irreversibilidades externas, y por otro, las internas se pueden determinar mediante el cálculo del aumento de entropía de la corriente. De ese modo, al considerarse un gas ideal se tiene:

$$I_e = \dot{m}_g \cdot T_{amb} \cdot \Delta s = \dot{m}_g \cdot T_{amb} \cdot \left(c_{Pg} \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_g \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \right) \quad [3.34]$$

Si se tratase de una turbina de gas refrigerada se debe tener además en cuenta el aumento de entropía del fluido refrigerante.

Cámara de combustión:

El proceso es de nuevo adiabático y por tanto se puede hacer el siguiente desarrollo:

$$I_e = T_{amb} \cdot \Delta S = T_{amb} \cdot (S_{g2} - S_{a1} - S_f) \quad [3.35]$$

Hay que destacar que la entropía en la ecuación anterior se representa en mayúsculas porque es extensiva (es decir, sus unidades son kJ/K).

$$I_e = T_{amb} \cdot ((S_{g2} - S_{gamb}) - (S_{a1} - S_{aamb}) + S_{gamb} - S_{aamb} - S_f) \quad [3.36]$$

$$I_e = T_{amb} \cdot ((S_{g2} - S_{gamb}) - (S_{a1} - S_{aamb}) + (\Delta S)_0) \quad [3.37]$$

Donde ΔS_0 es la diferencia entre la entropía de los productos y los reactivos de la combustión a temperatura ambiente. Puede ser calculada a partir de la función de Gibbs:

$$-(\Delta G)_0 = -(\Delta H)_0 + T_{amb} \cdot (\Delta S)_0 \quad [3.38]$$

El término $-(\Delta H)_0$ es el poder calorífico del combustible por el gasto ($\dot{m}_f \cdot PCI$). Para los hidrocarburos se puede usar la siguiente expresión para calcular $-(\Delta G)_0$ por unidad de gasto de combustible (Horlock, 1992 [10]):

$$\frac{(-\Delta G)_0}{(-\Delta H)_0} = \frac{(-\Delta g)_0}{(-\Delta h)_0} = 1.0401 + 1.728 \cdot \left(\frac{h}{c} \right) \quad [3.39]$$

Siendo (h/c) la proporción hidrógeno-carbono en peso del combustible.

Una vez hallado $T_0 \Delta S_0$, la pérdida de exergía se calcula con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} I_e = & \dot{m}_g \cdot T_{amb} \cdot \left(c_{Pg} \cdot \ln \left(\frac{T_2}{T_{amb}} \right) - R_g \cdot \ln \left(\frac{P_2}{P_{amb}} \right) \right) - \\ & - \dot{m}_a \cdot T_{amb} \cdot \left(c_{Pa} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_{amb}} \right) - R_a \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_{amb}} \right) \right) + T_{amb} \cdot \Delta S_0 \end{aligned} \quad [3.40]$$

Intercambiadores de calor:

El conjunto es de nuevo adiabático, por lo que la destrucción exergética se puede calcular con la ecuación 3.41 si se trata de intercambiadores sencillos o con la 3.42 si se trata de elementos con dos intercambiadores en paralelo en la misma zona de la caldera:

$$I_e = T_{amb} \cdot \left(\dot{m}_g \cdot c_{Pg} \cdot \ln \frac{T_{g\,sal}}{T_{g\,ent}} - \dot{m}_v \cdot (s_{v\,sal} - s_{v\,ent}) \right) \quad [3.41]$$

$$I_e = T_{amb} \left(\dot{m}_g c_{pg} \ln \frac{T_{g sal}}{T_{g ent}} - \dot{m}_{v AP} (s_{v AP sal} - s_{v AP ent}) - \dot{m}_{v BP} (s_{v BP sal} - s_{v BP ent}) \right) \quad [3.42]$$

En estas expresiones se desprecia la influencia de la caída de presión del lado del gas en la variación de entropía, ya que es muy pequeña.

Escape de la caldera:

En el escape se pierde todo el flujo de exergético de los humos, ya que una vez en la atmósfera ceden calor hasta quedar a temperatura y presión ambiental:

$$\begin{aligned} I_e + I_Q &= E_{humos} = \dot{m}_g \cdot (h_{humos} - h_{humos,0}) - T_0 \cdot (s_{humos} - s_{humos,0}) \\ &= \dot{m}_g \cdot \left((h_{humos} - h_{humos,0}) - T_0 \cdot (c_p \cdot \ln \frac{T_{humos}}{T_0}) \right) \end{aligned} \quad [3.43]$$

Turbina de vapor:

El cálculo es análogo al de la turbina de gas, es decir:

$$I_e = \dot{m}_v \cdot T_{amb} \cdot \Delta s = \dot{m}_v \cdot T_{amb} \cdot (s_2 - s_1) \quad [3.44]$$

Condensador:

La pérdida de exergía derivada de la cesión de calor al ambiente se calcula mediante la siguiente expresión:

$$I_Q = \dot{Q}_{cond} - T_0 \cdot J_S = \dot{Q}_{cond} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sat}} \right) = \dot{m}_v \cdot (h_{ent} - h_{sal}) \cdot \frac{T_{sat} - T_{amb}}{T_{sat}} \quad [3.45]$$

Donde T_{sat} es la temperatura de saturación del agua a la presión de condensación.

Por otro lado, las irreversibilidades internas son:

$$I_e = T_0 \cdot \sigma = T_0 \cdot (\dot{m}_v \cdot \Delta s - J_S) = T_{amb} \cdot \left(\dot{m}_v \cdot (s_{ent} - s_{sal}) - \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{sat}} \right) \quad [3.46]$$

Desgasificador:

$$I_e = T_{amb} \cdot \left(\sum_{salidas} \dot{m}_{v\,sal} \cdot s_{sal} - \sum_{entradas} \dot{m}_{v\,ent} \cdot s_{ent} \right) \quad [3.47]$$

Atemperador:

$$I_e = T_{amb} \cdot \left(\dot{m}_{v\,sal} \cdot s_{v\,sal} - \dot{m}_{v\,ent} \cdot s_{v\,ent} - \dot{m}_{fría} \cdot s_{fría} \right) \quad [3.48]$$

3.3. Modelización de la turbina de gas a cargas parciales**3.3.1. Regulación de la carga**

Cuando se trabaja a cargas parciales, el punto de funcionamiento de la turbina de gas en su conjunto depende del punto de funcionamiento de cada uno de los componentes que la integran, y éstos, a su vez, están relacionados entre sí. Sin embargo, es la cámara de combustión (y el compresor en ocasiones), la que determina en qué condición trabaja cada uno de ellos.

En las turbinas de gas convencionales la regulación de la carga se realiza variando el dosado en la cámara de combustión. De ese modo, para reducir el grado de carga se disminuye el gasto de combustible y, con él, la temperatura de salida de la cámara (al mantenerse el gasto de aire casi constante por la forma de las curvas características del compresor, como se verá en el apartado siguiente). En este caso, el punto de funcionamiento tanto del compresor como de la turbina o las turbinas se adapta a esta nueva temperatura, que resulta tener una menor relación de compresión (o de expansión).

Por otro lado, en turbinas de gas con compresor de geometría variable, la regulación se realiza modificando la geometría de los primeros escalonamientos del compresor para reducir el caudal de aire. A su vez se suele mantener, o bien la temperatura de entrada a la turbina, o bien la temperatura de escape. En el primer caso se debe controlar el dosado para mantener la temperatura a la salida de la cámara. La

turbina se adapta al caudal impuesto por el compresor y, como consecuencia, se reduce relación de expansión y aumenta la temperatura de escape. En el segundo caso se debe controlar igualmente el dosado pero para mantener la temperatura de escape. Como consecuencia de esto, de nuevo se reduce la relación de expansión pero la temperatura de salida de la cámara de combustión disminuye.

A continuación se desarrollan los modelos para predecir los puntos de funcionamiento.

3.3.2. Comportamiento del compresor

Las ecuaciones que rigen el comportamiento de las turbomáquinas, como se ha indicado anteriormente, se podrían deducir mediante un desarrollo matemático que considerara su geometría, tamaño y velocidad de giro, así como las propiedades del fluido y su velocidad a su paso por ellas. Este desarrollo, aunque se utiliza generalmente a nivel de diseño de las máquinas e investigación, sería excesivamente complicado en el caso que aquí se estudia.

Sin embargo, el comportamiento puede ser predicho con bastante precisión mediante la utilización de sus curvas características. Para el caso de flujos compresibles, el análisis dimensional transforma los problemas con N variables independientes (propiedades de los fluidos, condiciones de entrada, geometría, tamaño de la máquina, condiciones de funcionamiento y velocidad de giro) en problemas con $N-4$ variables adimensionales independientes, al existir 4 dimensiones independientes –longitud, masa, tiempo y temperatura– (Crespo, 1989 [11]).

Para el caso de los compresores axiales se suelen utilizar los siguientes parámetros (Muñoz *et al.*, 2002 [3]):

$$q_c = \frac{\dot{m}_a \cdot \sqrt{T_1}}{P_1} \quad [3.49]$$

$$\rho = \frac{P_2}{P_1} \quad [3.50]$$

$$\tilde{\omega}_c = \frac{\omega_c}{\sqrt{T_1}} \quad [3.51]$$

Siendo q_c y $\tilde{\omega}_c$ pseudo-adimensionales, ya que, al tratarse de máquinas concretas con un gas determinado, se pueden suprimir las variables relativas a las propiedades de los gases y al tamaño de la máquina, no realizándose una adimensionalización completa.

Finalmente, las curvas características se expresan, para cada máquina, como $q_c = f(\rho, \tilde{\omega}_c)$ y $\eta_{is_c} = f(\rho, \tilde{\omega}_c)$. Suelen ser obtenidas experimentalmente y tienen la forma que se ilustra en las figuras 3.3 y 3.4. De ese modo, se puede predecir la relación de compresión y el rendimiento en cualquier punto de funcionamiento (para cada flujo másico de aire).

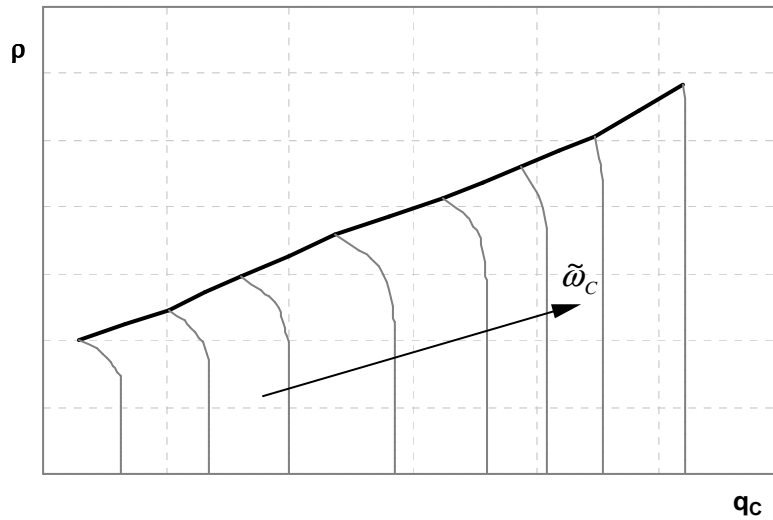


Fig. 3.3. Curvas características del compresor: gasto pseudo-adimensional.

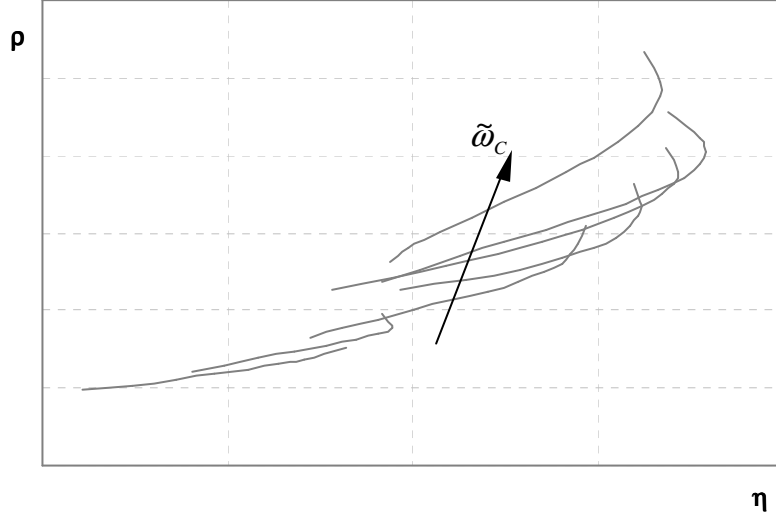


Fig. 3.4. Curvas características del compresor: rendimiento.

Estas curvas no suelen ser proporcionadas por los fabricantes. Algunos autores, como El-Gammal (1991 [12]), Stamatis *et al.* (1990 [13]) y Rapún (1999 [5]), proponen el empleo de curvas estandarizadas para su uso general en las simulaciones. La forma de adaptar esas curvas estandarizadas a cualquier compresor se lleva a cabo escalando los valores de ρ , $\tilde{\omega}_C$, q_C y η_{isC} , de forma que el punto de diseño del compresor coincida con el de la curva estandarizada (Rapún, 1999 [5]), es decir:

$$\rho = \rho' \cdot \frac{\rho_{\text{diseño}}}{\rho'_{\text{diseño}}} \quad [3.52]$$

$$\tilde{\omega}_C = \tilde{\omega}'_C \cdot \frac{\tilde{\omega}_{C \text{ diseño}}}{\tilde{\omega}'_{C \text{ diseño}}} \quad [3.53]$$

$$q_C = q'_C \cdot \frac{q_{C \text{ diseño}}}{q'_{C \text{ diseño}}} \quad [3.54]$$

$$\eta_{isC} = \eta'_{isC} \cdot \frac{\eta_{isC \text{ diseño}}}{\eta'_{isC \text{ diseño}}} \quad [3.55]$$

Siendo ω la velocidad angular y ρ' , $\tilde{\omega}'_c$, q_c' y $\eta_{is\ c}'$ los parámetros correspondientes a las curvas estandarizadas.

Actualmente se utilizan compresores de geometría variable para mejorar el rendimiento del ciclo combinado a cargas parciales. Al modificarse la geometría de las primeras etapas del compresor, las curvas adimensionales anteriormente descritas ya no permanecen fijas sino que son variables. El-Sayed (1999 [2]) propone unas relaciones empíricas con las que se puede predecir el comportamiento del compresor cuando se modifica su geometría para la regulación del caudal de aire. Se muestran a continuación:

$$\eta_{is\ C} = \eta_{is\ C\ diseño} \cdot \frac{a_1 + a_2 \cdot \left(\frac{m_a}{m_{a\ diseño}} \right) + a_3 \cdot \left(\frac{m_a}{m_{a\ diseño}} \right)^2}{a_1 + a_2 \cdot (1) + a_3 \cdot (1)^2} \quad [3.56]$$

$$\rho = \rho_{diseño} \cdot \frac{m_a}{m_{a\ diseño}} \quad [3.57]$$

Siendo a_1 , a_2 y a_3 constantes.

La regulación de la carga variando la geometría sólo se puede efectuar en un cierto intervalo (generalmente hasta el 70-80% de la gasto nominal de aire) fuera del cual las pérdidas en el compresor serían muy elevadas. De ese modo se debe combinar la regulación de la carga mediante geometría variable con la regulación por dosado. En la simulación del compresor este cambio de regulación se traduce en volver a utilizar las curvas características estandarizadas, pero esta vez escaladas al último punto de funcionamiento con la geometría variable. Esto es cierto si se supone que, cuando la regulación se efectúa con la regulación de la geometría, el compresor funciona para cada carga en su punto óptimo.

3.3.3. Comportamiento de la cámara de combustión

Las ecuaciones que rigen el comportamiento de la cámara de combustión a cargas parciales son las mismas que en el punto de diseño. La diferencia se encuentra en que la temperatura de salida de la cámara ya no es un parámetro de diseño sino que debe ser controlada por medio del caudal de combustible según se ha indicado en el apartado 3.3.1.

En el caso de que la combustión sea secuencial, la reducción del dosado se efectúa en primer lugar en la segunda cámara (de menor presión) y, cuando ya no se inyecte combustible en ésta, se reduce el de la primera.

3.3.4. Comportamiento de turbina

Al igual que los compresores, el cálculo del gasto másico y de la relación de expansión se realiza mediante curvas adimensionales o pseudo-adimensionales. En este caso los parámetros son:

$$q_T = \frac{m_g \cdot \sqrt{T_1}}{P_1} \quad [3.58]$$

$$\rho_{ex} = \frac{P_2}{P_1} \quad [3.59]$$

$$\tilde{\omega}_T = \frac{\omega_T}{\sqrt{T_1}} \quad [3.60]$$

Las figuras 3.5 y 3.6 muestran las curvas características de la turbina, que son de la forma $q_T = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$ y $\eta_{isT} = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$.

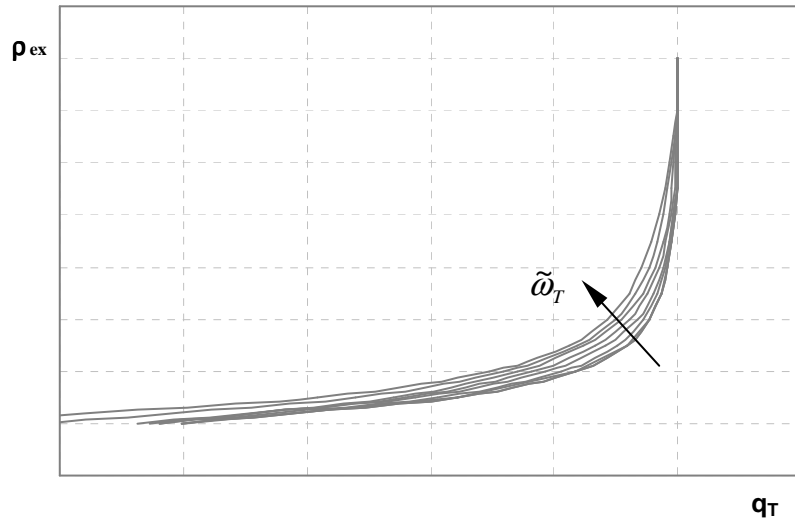


Fig. 3.5. Curvas características de la turbina: gasto pseudo-adimensional.

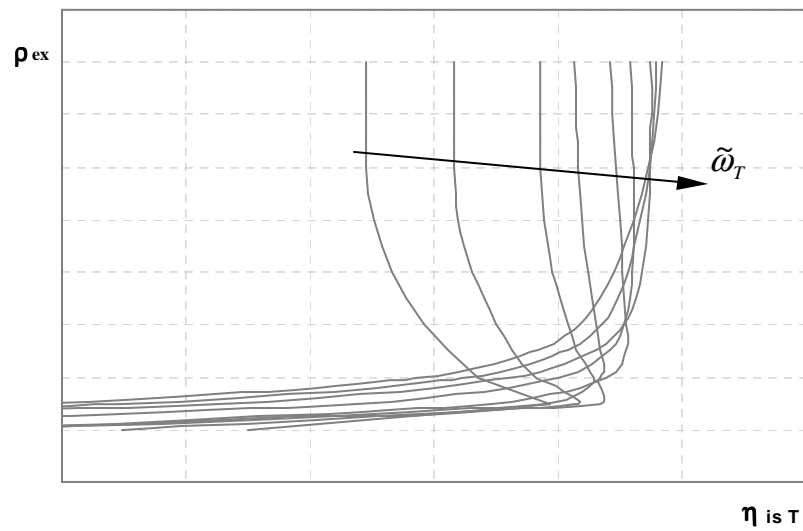


Fig. 3.6. Curvas características de la turbina: rendimiento.

Una vez determinado el punto de funcionamiento se conoce el rendimiento isentrópico y la relación de expansión, y se pueden calcular las variables termodinámicas, la potencia y la destrucción exergética.

Al igual que en el caso de los compresores utilizarán unas curvas estandarizadas (El-Gammal, 1991 [12]; Stamatis *et al.*, 1990 [13]) que se escalarán a cada turbina haciendo coincidir su punto de diseño con el de las curvas estandarizadas:

$$\rho_{ex} = \rho'_{ex} \cdot \frac{\rho_{ex \text{ diseño}}}{\rho'_{ex \text{ diseño}}} \quad [3.61]$$

$$\tilde{\omega}_T = \tilde{\omega}'_T \cdot \frac{\tilde{\omega}_{T \text{ diseño}}}{\tilde{\omega}'_{T \text{ diseño}}} \quad [3.62]$$

$$q_T = q'_T \cdot \frac{q_{T \text{ diseño}}}{q'_{T \text{ diseño}}} \quad [3.63]$$

$$\eta_{isT} = \eta'_{isT} \cdot \frac{\eta_{isT \text{ diseño}}}{\eta'_{isT \text{ diseño}}} \quad [3.64]$$

Donde ρ'_{ex} , $\tilde{\omega}'_T$, q'_T y η'_{isT} son los correspondientes a las curvas estandarizadas.

3.3.5. Compatibilidad de los parámetros pseudo-adimensionales.

Hasta este momento se ha desarrollado el modelo matemático del comportamiento de cada uno de los componentes de la turbina de gas. Aunque se han mostrado por separado, los parámetros pseudo-adimensionales del compresor y de la turbina están íntimamente relacionados, dependiendo sus valores los unos de los otros: la relación de expansión de la turbina depende del valor de la relación de compresión y de los gastos pseudo-adimensionales del compresor. Del punto de funcionamiento de la turbina depende, entre otras cosas, el gasto de aire del compresor.

En el cálculo en el punto de diseño la compatibilidad de los parámetros está asegurada. Sin embargo, los resultados de la simulación a carga parcial vienen determinados por el valor de dichos parámetros pseudo-adimensionales y, por lo tanto, se debe forzar a que los puntos de funcionamiento tanto del compresor como de la

turbina o turbinas se puedan dar conjuntamente. Por tanto, cuando la regulación se realice sin geometría variable, se debe iterar el valor de la temperatura de combustión hasta que se acoplen el compresor y la turbina. Si el compresor es de geometría variable el valor que se itera es el del gasto de aire (si se mantiene la temperatura de combustión) o del gasto de aire y de la temperatura de combustión (si se mantiene la temperatura de escape). Los esquemas de iteración se exponen a continuación.

Regulación de turbinas convencionales:

El grado de carga se reduce mediante la variación de la relación de compresión. Para una relación de compresión dada (distinta de la del punto de diseño), el valor de la temperatura de los gases a la entrada de la turbina se debe iterar hasta que cumpla la ecuación 3.58 y la curva $q_T = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$:

1. Se calcula η_{isC} con la curva $\eta_{isC} = f(\rho, \tilde{\omega}_C)$ y q_C con la curva $q_C = f(\rho, \tilde{\omega}_C)$.
2. Se obtiene m_a con la ecuación 3.49.
3. Se supone la temperatura de entrada a la turbina.
4. Se utilizan las ecuaciones 3.1-3.5 para resolver el compresor, las 3.6 y 3.7 para resolver la cámara de combustión y la 3.59 para calcular ρ_{ex} .
5. Se calcula η_{isT} mediante la curva característica $\eta_{isT} = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$ y q_T a partir de la curva característica $q_T = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$.
6. Se resuelven las ecuaciones 3.8-3.12 de la turbina.
7. Se calcula el valor de la temperatura de entrada a la turbina con la ecuación 3.58. Se compara el nuevo valor con el antiguo, terminando el proceso si la diferencia es muy pequeña o se modifica su valor y se repite el proceso desde el punto 3 hasta que converja.

Regulación del caudal mediante geometría variable manteniendo constante la temperatura de entrada a la turbina:

Al igual que en el caso anterior, los resultados a carga parcial se obtienen conforme se reduce la relación de compresión. En este caso se itera el valor de \dot{m}_a hasta que el punto de funcionamiento de la turbina cumpla de nuevo la ecuación 3.58 y la relación de la curva característica $q_T = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$. El proceso es el siguiente:

1. Se supone \dot{m}_a .
2. Se calcula η_{isC} utilizando la ecuación 3.56.
3. Al conocer los nuevos ρ y η_{isC} y ser conocida la temperatura a la salida de la cámara de combustión (se mantiene constante) se utilizan las ecuaciones 3.1-3.5 para resolver el compresor, las 3.6 y 3.7 para resolver la cámara de combustión y la 3.59 para calcular ρ_{ex} .
4. Se calcula η_{isT} mediante la curva característica $\eta_{isT} = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$ y q_T a partir de la curva característica $q_T = f(\rho_{ex}, \tilde{\omega}_T)$.
5. Se resuelven las ecuaciones 3.8-3.12 de la turbina.
6. Se obtiene \dot{m}_g de la ecuación 3.58 y se calcula $\dot{m}_a = \dot{m}_g - \dot{m}_f$. Se compara con el valor supuesto, terminando el proceso si ambos son muy próximos o se modifica el valor de \dot{m}_a y se repite el proceso hasta que converja.

Regulación del caudal mediante geometría variable manteniendo constante la temperatura de escape:

El proceso es el mismo que en el caso anterior, pero iterando simultáneamente el valor de la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión, para que se mantenga constante la temperatura de escape.

3.4. Modelización de la caldera de recuperación de calor

En esta sección se van a desarrollar los modelos matemáticos que rigen el comportamiento de los distintos elementos que pueden componer la caldera. Los componentes que se analizan son los economizadores, evaporadores, sobrecalentadores y los intercambiadores cuando trabajan con fluidos en condiciones supercríticas.

Para predecir el comportamiento a carga parcial es necesario conocer la transmisión de calor en cada uno de los intercambiadores además de aplicar los balances de energía. Las ecuaciones que describen el comportamiento de la caldera se desarrollan en los apartados 3.4.1-3.4.4. Por otro lado, en los 3.4.5 y 3.4.6 se estudia la variación de los coeficientes de transmisión de calor cuando los fluidos no están en su punto nominal, en condiciones subcríticas y supercríticas respectivamente.

3.4.1. Transmisión de calor en calderas de recuperación.

Como en el caso del estudio de la turbina de gas, un análisis más detallado (esta vez centrado en la transmisión de calor) va a conducir a un modelo con el que se puede predecir el comportamiento de la caldera en cualquier punto de funcionamiento sin precisar de parámetros de diseño. Para ello es necesario caracterizar la transmisión de calor y analizar su variación ante las distintas condiciones de entrada que presenten los fluidos.

El estudio que se va a realizar determinará el producto UA de cada cambiador³. Los cambiadores de calor en la caldera de recuperación suelen ser de tubos aleteados

³ El desarrollo que sigue se puede encontrar en numerosas referencias bibliográficas, por ejemplo la posteriormente citada (Chapman, 1984 [14]). Sin embargo se considera oportuno mostrarle puesto que es la base del trabajo, ya sí original, que se desarrolla en apartados posteriores y que es necesario para la simulación y el estudio de ciertos componentes de los ciclos.

en la dirección perpendicular al flujo del gas. El estudio se desarrolla para cambiadores con flujos a contracorriente, pero puede ser empleado para los de flujos cruzados aplicando un factor de corrección (F_{ATLM}) (Chapman, 1984 [14]). Igualmente se considera para el análisis que el calor específico tanto del agua como del gas y el coeficiente global de transmisión de calor U son constantes en cada intercambiador.

La figura 3.7 muestra un esquema de un cambiador con flujos a contracorriente y el sistema de ecuaciones 3.65 la transmisión de calor de un elemento diferencial de área del cambiador suponiendo que $T_{g\ ent} > T_{g\ sal}$ y $T_{v\ sal} > T_{v\ ent}$ ($h_{v\ sal} > h_{v\ ent}$ en el caso de los evaporadores).

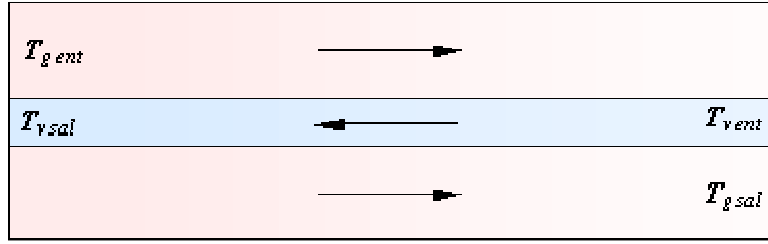


Fig. 3.7. Esquema de un cambiador de flujos en contracorriente

$$\begin{cases} d\dot{Q} = -\dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot dT_g \\ d\dot{Q} = -\dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot dT_v \\ d\dot{Q} = U dA \cdot (T_g - T_v) \end{cases} \quad [3.65]$$

Despejando dT_g y dT_v del sistema anterior y restándolas se obtiene:

$$dT_g - dT_v = d(T_g - T_v) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} - \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{p_v}} \right) \cdot d\dot{Q} \quad [3.66]$$

Utilizando la 3ª ecuación del sistema 3.65:

$$d(T_g - T_v) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} - \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{p_v}} \right) \cdot U dA \cdot (T_g - T_v) \quad [3.67]$$

Reordenando esta expresión:

$$\frac{d(T_g - T_v)}{(T_g - T_v)} = - \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} - \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{p_v}} \right) \cdot U dA \quad [3.68]$$

Por otro lado se pueden integrar las dos primeras ecuaciones del sistema 3.65 obteniéndose:

$$\begin{cases} \dot{Q} = -\dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T_{g_{ent}} - T_{g_{sal}}) \Rightarrow \frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} = - \frac{(T_{g_{ent}} - T_{g_{sal}})}{\dot{Q}} \\ \dot{Q} = -\dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot (T_{v_{sal}} - T_{v_{ent}}) \Rightarrow \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{p_v}} = - \frac{(T_{v_{sal}} - T_{v_{ent}})}{\dot{Q}} \end{cases} \quad [3.69]$$

Integrando la ecuación 3.68 e introduciendo las de 3.69 se obtiene:

$$\ln \left(\frac{T_{g_{sal}} - T_{v_{ent}}}{T_{g_{ent}} - T_{v_{sal}}} \right) = \left(\frac{(T_{g_{ent}} - T_{g_{sal}}) - (T_{v_{sal}} - T_{v_{ent}})}{\dot{Q}} \right) \cdot UA \quad [3.70]$$

Y finalmente se obtiene el producto UA en función de la diferencia de temperaturas logarítmico-media del intercambiador:

$$\dot{Q} = UA \cdot \frac{(T_{g_{ent}} - T_{v_{sal}}) - (T_{g_{sal}} - T_{v_{ent}})}{\ln \left(\frac{T_{g_{sal}} - T_{v_{ent}}}{T_{g_{ent}} - T_{v_{sal}}} \right)} = UA \cdot \Delta T_{LM} \quad [3.71]$$

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LM}} \quad [3.72]$$

El valor del área A es fijo en cualquier punto de funcionamiento mientras que U es una función de los caudales y las temperaturas de los fluidos (su variación se muestra en el apartado 3.4.5). El valor de UA en el punto de diseño se puede calcular, ya que son conocidas las temperaturas al aplicar el balance de energía.

En el caso de los evaporadores, al ser la temperatura del agua la de saturación, la ecuación anterior se puede escribir:

$$\dot{Q} = UA \cdot \frac{(T_{g\ ent} - T_{g\ sal})}{\ln\left(\frac{T_{g\ sal} - T_{sat}}{T_{g\ ent} - T_{sat}}\right)} = UA \cdot \Delta T_{LM} \quad [3.73]$$

Para simular el comportamiento de la caldera de la figura 3.1 a cargas parciales y una vez introducidos los factores de corrección ($F_{\Delta TLM}$) al no ser intercambiadores con flujos a contracorriente, el sistema es:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{Sb} = \dot{m}_g \cdot (h_{g1} - h_{g2}) = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_2) \\ \dot{Q}_{ev} = \dot{m}_g \cdot (h_{g2} - h_{g3}) = \dot{m}_v \cdot (h_2 - h_3) \\ \dot{Q}_{ec} = \dot{m}_g \cdot (h_{g3} - h_4) = \dot{m}_v \cdot (h_3 - h_4) \\ \dot{Q}_{Sb} = F_{\Delta TLM\ Sb} \cdot (UA)_{Sb} \cdot \Delta T_{LM\ Sb} \\ \dot{Q}_{Ev} = F_{\Delta TLM\ Ev} \cdot (UA)_{Ev} \cdot \Delta T_{LM\ Ev} \\ \dot{Q}_{Ec} = F_{\Delta TLM\ Ec} \cdot (UA)_{Ec} \cdot \Delta T_{LM\ Ec} \end{cases} \quad [3.74]$$

Donde, para una presión del calderín dada, se utilizan las ecuaciones de transferencia de calor en lugar de los parámetros de diseño y donde el valor de U se debe ir adaptando según las temperaturas y caudales del gas y del vapor.

En este trabajo no se considera $F_{\Delta TLM}$ puesto que su valor es cercano a 1 cuando el factor capacidad⁴ es pequeño (Chapman, 1984 [14]) –como ocurre en las calderas de recuperación de calor, al ser el gasto de gases muy alto–, y siempre es igual a 1 en el caso de evaporadores (al ser constante la temperatura del agua). Su efecto, además de no intervenir en la simulación en el punto de diseño, se amortiguará en el cálculo a

⁴ Definido en Chapman (1984) como $R = \frac{\dot{m}_v \cdot c_{pv}}{\dot{m}_g \cdot c_{pg}}$.

cargas parciales ya que, como se explica en el apartado 3.4.5, sólo es necesario conocer la variación relativa de U con respecto a su valor en el punto de diseño.

El sistema 3.74 para calderas de recuperación más complejas es difícil de resolver ya que las variables no se presentan de forma explícita, teniendo que recurrir a iteraciones que muchas veces hacen divergir el proceso debido a la existencia de logaritmos. Además, también se debe iterar el valor de las temperaturas para ir adaptando el valor de los calores específicos medios y el coeficiente global de transmisión de calor.

Para evitar este problema se propone el empleo de otras ecuaciones, que derivan igualmente del sistema 3.65, pero con el que las variables se pueden calcular de forma explícita (aunque sigue siendo inevitable iterar sobre las temperaturas para hallar los calores específicos y el coeficiente de transmisión).

3.4.2. Ecuaciones alternativas para el cálculo a cargas parciales en economizadores, evaporadores y sobrecalentadores.

En la ecuación 3.67 se puede realizar un cambio de variable de forma que $dA = A \cdot dx$, variando x entre 0 y 1, quedando:

$$d(T_g - T_v) = - \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{Pv}} \right) \cdot UA \cdot (T_g - T_v) \cdot dx \quad [3.75]$$

Que es una ecuación diferencial lineal de primer orden cuya solución es:

$$(T_g - T_v)_x = (T_g - T_v)_{x=0} \cdot e^{r \cdot x} \quad [3.76]$$

$$\text{Siendo } r = - \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{Pv}} \right) \cdot UA \text{ y } (T_g - T_v)_{x=0} = (T_{g \text{ ent}} - T_{v \text{ sal}}).$$

La evolución de $(T_g - T_v)$ dentro del intercambiador se muestra en la figura 3.8.

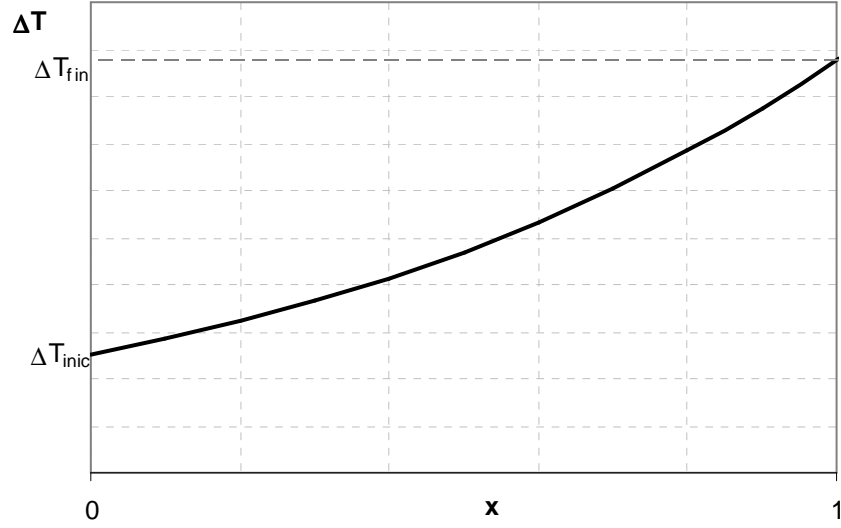


Fig. 3.8. Distribución de $(T_g - T_v)$ a lo largo del intercambiador.

Por otro lado el sistema 3.65 se puede escribir:

$$\begin{cases} dT_g = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_{P_g}} = \frac{-UA \cdot (T_g - T_v)}{\dot{m}_g \cdot c_{P_g}} \cdot dx \\ dT_v = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_v \cdot c_{P_v}} = \frac{-UA \cdot (T_g - T_v)}{\dot{m}_v \cdot c_{P_v}} \cdot dx \end{cases} \quad [3.77]$$

Introduciendo la ecuación 3.76 e integrando las ecuaciones del sistema se obtiene:

$$\begin{cases} T_{g_x} - T_{g_{ent}} = \frac{-UA}{\dot{m}_g \cdot c_{P_g}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g_{ent}} - T_{v_{sal}}) \cdot (e^{r \cdot x} - 1) \\ T_{v_x} - T_{v_{sal}} = \frac{-UA}{\dot{m}_v \cdot c_{P_v}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g_{ent}} - T_{v_{sal}}) \cdot (e^{r \cdot x} - 1) \end{cases} \quad [3.78]$$

La distribución de la temperatura del gas y del agua en el intercambiador se muestra en la figura 3.9.

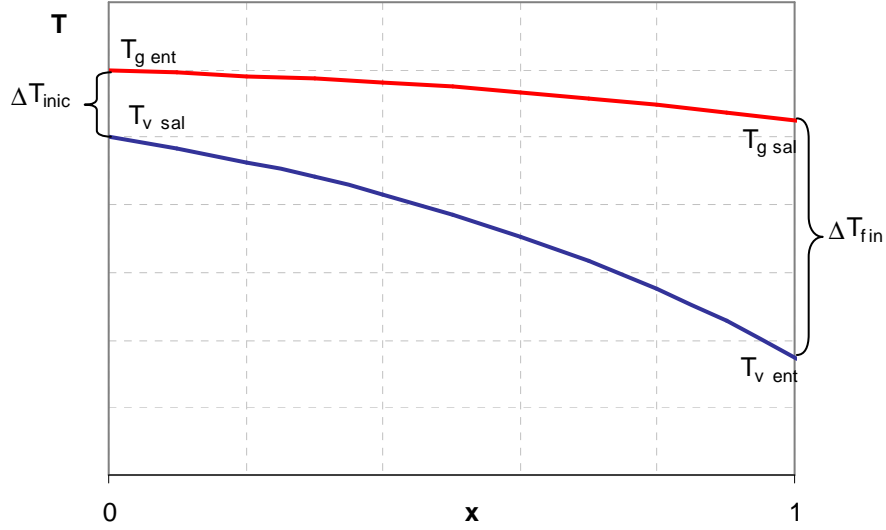


Fig. 3.9. Distribución de la temperatura del gas y del agua en el intercambiador.

Particularizando para $x = 1$ se tiene:

$$\begin{cases} T_{g\ sal} - T_{g\ ent} = \frac{-UA}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g\ ent} - T_{v\ sal}) \cdot (e^r - 1) \\ T_{v\ ent} - T_{v\ sal} = \frac{-UA}{\dot{m}_v \cdot c_{p_v}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g\ ent} - T_{v\ sal}) \cdot (e^r - 1) \end{cases} \quad [3.79]$$

Con lo que se pueden calcular explícitamente $T_{g\ sal}$ y $T_{v\ ent}$ si se conocen $T_{g\ ent}$ y $T_{v\ sal}$. Si por el contrario se conocen $T_{g\ ent}$ y $T_{v\ ent}$ se pueden despejar $T_{g\ sal}$ y $T_{v\ sal}$ quedando:

$$\begin{cases} T_{v\ sal} = \frac{\dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot r \cdot T_{v\ ent} + UA \cdot (e^r - 1) \cdot T_{g\ ent}}{\dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot r + UA \cdot (e^r - 1)} \\ T_{g\ sal} - T_{g\ ent} = \frac{-UA}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g\ ent} - T_{v\ sal}) \cdot (e^r - 1) \end{cases} \quad [3.80]$$

En el caso de los evaporadores es más sencillo partir de la ecuación 3.73 y despejar $T_{g\ sal}$:

$$\dot{m}_g \cdot c_{Pg} \cdot (T_{g\ ent} - T_{g\ sal}) = UA \cdot \frac{(T_{g\ ent} - T_{g\ sal})}{\ln\left(\frac{T_{g\ sal} - T_{sat}}{T_{g\ ent} - T_{sat}}\right)} \quad [3.81]$$

$$T_{g\ sal} = (T_{g\ ent} - T_{sat}) \cdot e^{\frac{-UA}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}}} + T_{sat} \quad [3.82]$$

Finalmente, el modelo se puede expresar, para los distintos intercambiadores, de la siguiente forma:

Sobrecalentadores y economizadores:

Se deberán utilizar indistintamente 2 de las 3 ecuaciones siguientes:

$$\begin{cases} \dot{m}_g \cdot (h_{g\ ent} - h_{g\ sal}) = \dot{m}_v \cdot (h_{v\ ent} - h_{v\ sal}) \\ T_{g\ sal} - T_{g\ ent} = \frac{-UA}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g\ ent} - T_{v\ sal}) \cdot (e^r - 1) \\ T_{v\ ent} - T_{v\ sal} = \frac{-UA}{\dot{m}_v \cdot c_{Pv}} \cdot \frac{1}{r} \cdot (T_{g\ ent} - T_{v\ sal}) \cdot (e^r - 1) \end{cases} \quad [3.83]$$

Siendo $r = -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_v \cdot c_{Pv}}\right) \cdot UA$. Se debe recordar que tanto U como c_{Pg} y

c_{Pv} son valores medios ya que se han supuesto constantes, y que además variarán al modificarse el punto de funcionamiento ya que $c_{Pg} = c_{Pg}(T)$, $c_{Pv} = c_{Pv}(T, P)$ y, para un intercambiador dado, $U = U(T_g, T_v, P, \dot{m}_g, \dot{m}_v)$.

Evaporadores:

El sistema será el formado por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{cases} \dot{m}_g \cdot (h_{g\ ent} - h_{g\ sal}) = \dot{m}_v \cdot (h_{v\ sal} - h_{v\ ent}) \\ T_{g\ sal} = (T_{g\ ent} - T_{sat}) \cdot e^{\frac{-UA}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}}} + T_{sat} \end{cases} \quad [3.84]$$

Donde se realizan las mismas consideraciones que para los sobrecalentadores y economizadores.

3.4.3. Transmisión de calor en intercambiadores de doble flujo.

Al igual que en los apartados 3.4.1 y 3.4.2 se realizará un estudio de la transmisión de calor, pero esta vez en intercambiadores en los que el fluido caliente cede calor a dos fluidos fríos simultáneamente, que se usan en calderas de recuperación de varios niveles de presión (como se indicó en el apartado 3.2.2).

La figura 3.10 muestra el esquema simplificado de un economizador de doble flujo de tubos en contracorriente:

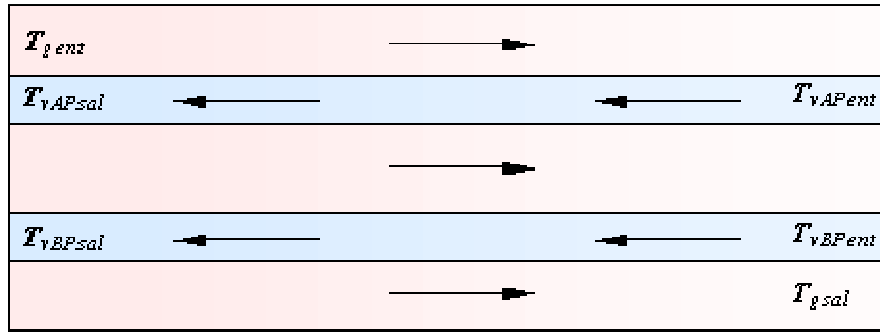


Fig. 3.10. Intercambiador con doble flujo a contracorriente.

Si se supone que $T_{g\ ent} > T_{g\ sal}$, $T_{v\ AP\ sal} > T_{v\ AP\ ent}$ y $T_{v\ BP\ sal} > T_{v\ BP\ ent}$, las ecuaciones del flujo de calor en diferencial de área son:

$$\begin{cases} d\dot{Q} = d\dot{Q}_{AP} + d\dot{Q}_{BP} \\ d\dot{Q} = -\dot{m}_g \cdot c_{Pg} \cdot dT_g \\ d\dot{Q}_{AP} = -\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP} \cdot dT_{vAP} \\ d\dot{Q}_{BP} = -\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP} \cdot dT_{vBP} \end{cases} \quad [3.85]$$

$$\begin{cases} d\dot{Q}_{AP} = U_{AP} \cdot dA_{AP} \cdot \Delta T_{AP} \\ d\dot{Q}_{BP} = U_{BP} \cdot dA_{BP} \cdot \Delta T_{BP} \end{cases} \quad [3.86]$$

$$\begin{cases} \Delta T_{AP} = T_g - T_{vAP} \\ \Delta T_{BP} = T_g - T_{vBP} \end{cases} \quad [3.87]$$

Los diferenciales de temperaturas se pueden expresar como:

$$\begin{aligned} dT_g &= \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \\ dT_{vAP} &= \frac{-d\dot{Q}_{AP}}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP}} \\ dT_{vBP} &= \frac{-d\dot{Q}_{BP}}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP}} \end{aligned} \quad [3.88]$$

Y las diferencias de temperatura ΔT :

$$\begin{aligned} d\Delta T_{AP} &= dT_g - dT_{vAP} = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{-d\dot{Q}_{AP}}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP}} \\ d\Delta T_{BP} &= dT_g - dT_{vBP} = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{-d\dot{Q}_{BP}}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP}} \end{aligned} \quad [3.89]$$

Desarrollando las ecuaciones anteriores se obtiene

$$\begin{aligned} d\Delta T_{AP} &= \frac{-(d\dot{Q}_{AP} + d\dot{Q}_{BP})}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{-d\dot{Q}_{AP}}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP}} \\ d\Delta T_{BP} &= \frac{-(d\dot{Q}_{AP} + d\dot{Q}_{BP})}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{-d\dot{Q}_{BP}}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP}} \end{aligned} \quad [3.90]$$

$$\begin{aligned} d\Delta T_{AP} &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP}} \right) \cdot d\dot{Q}_{AP} + \frac{d\dot{Q}_{BP}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \\ d\Delta T_{BP} &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP}} \right) \cdot d\dot{Q}_{BP} + \frac{d\dot{Q}_{AP}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \end{aligned} \quad [3.91]$$

Finalmente, se sustituyen los $d\dot{Q}$ según las ecuaciones 3.86 en función de los coeficientes U y dA , quedando:

$$\begin{aligned} d\Delta T_{AP} &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP}}\right) \cdot (UdA)_{AP} \cdot \Delta T_{AP} - \frac{(UdA)_{BP}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \cdot \Delta T_{BP} \\ d\Delta T_{BP} &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP}}\right) \cdot (UdA)_{BP} \cdot \Delta T_{BP} - \frac{(UdA)_{AP}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \cdot \Delta T_{AP} \end{aligned} \quad [3.92]$$

Al discurrir los dos flujos fríos en paralelo se puede escribir $dA_{AP} = A_{AP} \cdot dx$ y $dA_{BP} = A_{BP} \cdot dx$, variando x entre 0 y 1. De ese modo las ecuaciones quedan:

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta T_{AP}}{dx} &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{PvAP}}\right) \cdot (UA)_{AP} \cdot \Delta T_{AP} - \frac{(UA)_{BP}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \cdot \Delta T_{BP} \\ \frac{d\Delta T_{BP}}{dx} &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} - \frac{1}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{PvBP}}\right) \cdot (UA)_{BP} \cdot \Delta T_{BP} - \frac{(UA)_{AP}}{\dot{m}_g \cdot c_{Pg}} \cdot \Delta T_{AP} \end{aligned} \quad [3.93]$$

El sistema es del tipo $\begin{cases} y_1'(x) = a \cdot y_1(x) + b \cdot y_2(x) \\ y_2'(x) = c \cdot y_2(x) + d \cdot y_1(x) \end{cases}$ que admite soluciones de la forma:

$$\begin{aligned} \Delta T_{AP}(x) &= A \cdot e^{r_1 \cdot x} + B \cdot e^{r_2 \cdot x} \\ \Delta T_{BP}(x) &= C \cdot e^{r_1 \cdot x} + D \cdot e^{r_2 \cdot x} \end{aligned} \quad [3.94]$$

$$\text{con } r_{1,2} = \frac{1}{2} \cdot \left(a + c \pm \sqrt{(a+c)^2 - 4 \cdot (ac - bd)} \right).$$

De ese modo, una vez conocidas las condiciones de contorno, se obtienen ΔT_{AP} y ΔT_{BP} en función de x . La figura 3.11 muestra gráficamente dichas funciones:

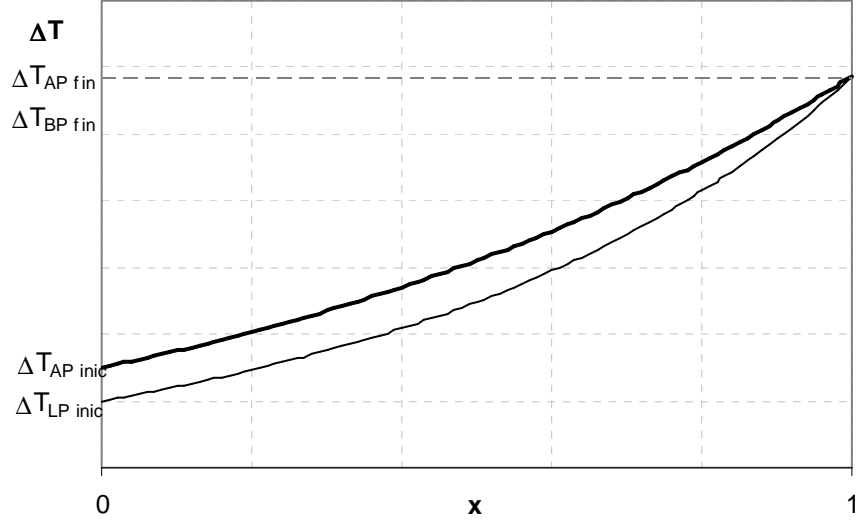


Fig. 3.11. Diferencia de temperaturas gas-agua del nivel de alta y gas-agua del nivel de baja a su paso por un economizador de doble flujo.

Se observa que la diferencia de temperatura del agua con respecto al gas a la entrada del intercambiador (lado derecho de la gráfica) en ambos niveles de presión es la misma. Esto ocurre cuando el economizador recibe el agua de alimentación a la caldera.

Análogamente al apartado 3.4.2, las expresiones de ΔT_{AP} y ΔT_{BP} en función de la variable x se pueden introducir en las ecuaciones 3.87 y 3.88 e integrarlas para obtener T_g , T_{vAP} y T_{vBP} en cualquier punto del cambiador:

$$\begin{aligned}
 T_{vAP} &= (T_{vAP})_{salida} - \frac{(UA)_{AP}}{\dot{m}_{vAP} \cdot c_{pv}} \cdot \left(\frac{A \cdot e^{r_1 \cdot x}}{r_1} + \frac{B \cdot e^{r_2 \cdot x}}{r_2} \right) \\
 T_{vBP} &= (T_{vBP})_{salida} - \frac{(UA)_{BP}}{\dot{m}_{vBP} \cdot c_{pv}} \cdot \left(\frac{C \cdot e^{r_1 \cdot x}}{r_1} + \frac{D \cdot e^{r_2 \cdot x}}{r_2} \right) \\
 T_g &= T_{vAP} + A \cdot e^{r_1 \cdot x} + B \cdot e^{r_2 \cdot x}
 \end{aligned} \tag{3.95}$$

En la figura 3.12 se muestra la evolución de dichas temperaturas.

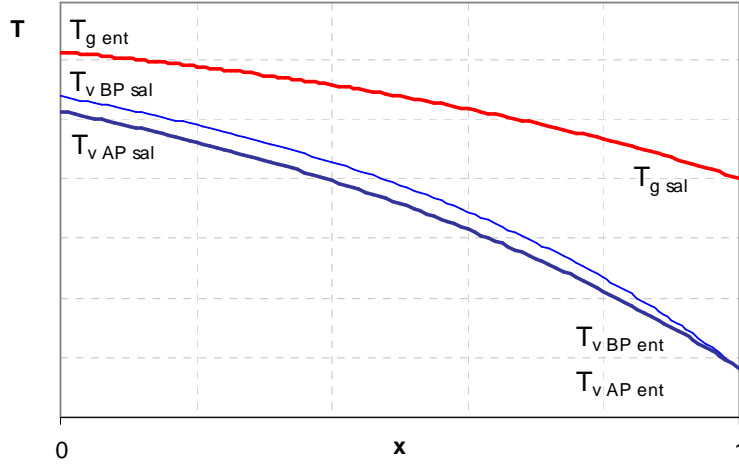


Figura 3.12. Evolución de la temperatura del gas y de agua a su paso por un economizador de doble flujo.

En el caso particular que se ilustra en la figura 3.12, el caudal correspondiente al nivel de baja presión es menor que el de alta y su temperatura aumenta (de derecha a izquierda) más rápidamente que la de alta. Esta diferencia en la evolución será tanto mayor cuanto mayor sea la diferencia entre los caudales.

En el punto de diseño, la curva de la evolución de la temperatura del nivel de baja presión coincidiría con la de alta, ya que se impone como condición que las temperaturas de salida en ambos niveles sean iguales para reducir las pérdidas exergéticas en el intercambio de calor con el gas. El cálculo del producto UA en el punto de diseño se puede realizar utilizando la temperatura logarítmico media:

$$\dot{Q}_{AP} = (UA)_{AP} \cdot \frac{(T_{g \text{ ent}} - T_{v AP \text{ sal}}) - (T_{g \text{ sal}} - T_{v AP \text{ ent}})}{\ln \left(\frac{T_{g \text{ sal}} - T_{v AP \text{ ent}}}{T_{g \text{ ent}} - T_{v AP \text{ sal}}} \right)} \quad [3.96]$$

$$\dot{Q}_{BP} = (UA)_{BP} \cdot \frac{(T_{g \text{ ent}} - T_{v BP \text{ sal}}) - (T_{g \text{ sal}} - T_{v BP \text{ ent}})}{\ln \left(\frac{T_{g \text{ sal}} - T_{v BP \text{ ent}}}{T_{g \text{ ent}} - T_{v BP \text{ sal}}} \right)} \quad [3.97]$$

Esto no sería posible si las temperaturas de salida o el calor específico de ambos niveles de presión fueran distintos; al ser igual la evolución de la temperatura, las ecuaciones 3.93 quedan desacopladas (independientes para cada nivel) apareciendo un sistema sencillo para cada nivel de presión (iguales al 3.68).

La variación de U cuando varían las condiciones y los caudales de los fluidos se estudian en el apartado 3.4.5.

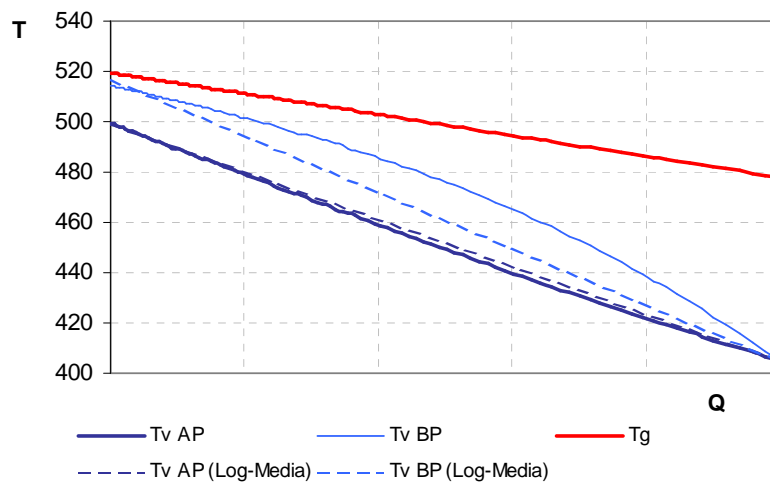


Fig. 3.13. Comparación del modelo propuesto y el de la temperatura logarítmica media.

La simulación a carga parcial podría hacerse simplemente con el balance de energía del intercambiador y las ecuaciones 3.96 y 3.97. Sin embargo, los resultados que se obtendrían serían menos precisos y el proceso de resolución menos estable y más lento (debido al mayor número de iteraciones y la existencia de logaritmos) que con el desarrollado anteriormente. En la figura 3.13 se compara la variación de la temperatura conforme el gas cede calor al agua utilizando el modelo propuesto y el de la temperatura logarítmica media. Se observa que los resultados son ligeramente distintos, sobre todo para el flujo de agua de baja presión, que es el de menor caudal y en el que, por tanto, el calor que le aporta el gas está muy supeditado a la transmisión de calor entre el gas y el flujo de agua de alta. Cuanto mayor sea la diferencia de caudales, mayores serán las diferencias. Se observa también que con el modelo

propuesto la evolución de la temperatura del agua no es lineal con el calor total intercambiado, sobre todo en el de baja. Esto ocurre por la influencia que se ejercen mutuamente ambos intercambios de calor, que no contempla el modelo simplificado de las ecuaciones 3.96 y 3.97.

3.4.4. Transmisión de calor en fluidos supercríticos.

Las continuas mejoras en la tecnología de las turbinas de gas para uso en ciclos combinados permiten alcanzar temperaturas de escape muy altas, con las que se puede conseguir un mejor aprovechamiento de la exergía de los gases de escape. Este mejor aprovechamiento se traduce en una mayor potencia del ciclo de vapor y un mayor rendimiento del ciclo combinado. Las temperaturas son lo suficientemente altas como para elevar fácilmente la presión de trabajo por encima de la presión crítica (Dechamps, 1998 [15]; Najjar, 2001 [16]; Galopin, 1998 [17]).

Una de las principales ventajas de trabajar con presiones supercríticas es la desaparición de la temperatura de saturación. De ese modo, cualquier aporte de calor incrementa la temperatura del fluido, desapareciendo la zona plana de los diagramas calor-temperatura y reduciéndose las pérdidas exergéticas en el intercambio de calor. Otra gran ventaja es la simplicidad de la caldera, en la que no se requeriría el uso de un calderín, ya que el cambio de fase se realiza sin discontinuidad de densidades.

Aunque este tipo de ciclos no se instala comercialmente, sí se está avanzando a nivel experimental (Dechamps y Galopin, 1997 [6]) y es previsible un futuro uso de esta tecnología. Por tanto, se considera conveniente incluir su estudio dentro de ésta investigación. De ese modo se van a presentar las ecuaciones que modelizan su comportamiento, que serán similares a las de los apartados anteriores pero introduciendo algunas particularidades relativas bien al flujo supercrítico o bien a las calderas de paso único.

Efectos de los fluidos supercríticos en la transmisión de calor:

El comportamiento térmico de los fluidos en condiciones supercríticas está caracterizado por una fuerte variación de sus propiedades termo-físicas. La figura 3.14 muestra la variación de alguna de estas propiedades para agua a distintas presiones.

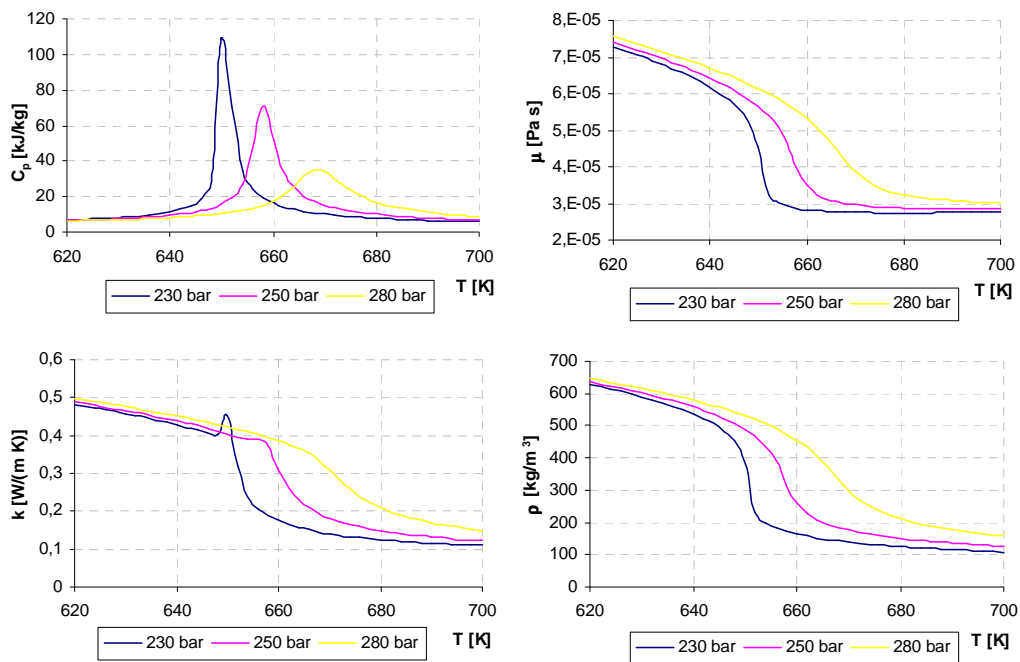


Fig. 3.14. Variación del calor específico, viscosidad, conductividad térmica y densidad del agua a presiones supercríticas.

Se observa que existe un máximo muy pronunciado en el calor específico. A este punto se le denomina punto pseudo-crítico (o condición pseudo-crítica) y se puede considerar que a temperaturas más bajas el fluido se comporta como un líquido y a temperaturas más altas como un gas.

La alta variación de las propiedades en este entorno obliga en los desarrollos matemáticos a no considerar constantes propiedades que hasta el momento sí lo habían sido, por lo que las soluciones analíticas no pueden ser abordadas y se requiere el uso de métodos numéricos. Esta variación de propiedades no sólo es importante en el

sentido longitudinal del flujo a su paso por los cambiadores, sino también en el sentido radial dentro de los conductos. Este último hecho implica la aparición de dos efectos, que se describen a continuación (Yamagata *et al.*, 1972 [18], Scalabrin y Piazza, 2003 [19]; Squarer *et al.*, 2003 [20]; Cheng *et al.*, 2003 [21]).

Mejora y deterioro de la transmisión de calor: Las altas variaciones del calor específico y de la densidad, especialmente en las cercanías del punto pseudo-crítico, derivan en altas variaciones del número de Prandtl en dicho entorno. En la figura 3.15 se puede observar este fenómeno, que como se aprecia es mayor cuanto más cerca se está de la presión crítica. Esta variación se traduce en grandes cambios en la predicción del coeficiente de transmisión de calor para flujos en tuberías si se usa la correlación de Dittus-Boelter (Dittus y Boelter, 1930 [22]):

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad [3.98]$$

Siendo Nu el número de Nusselt, Re el número de Reynolds y Pr el número de Prandtl.

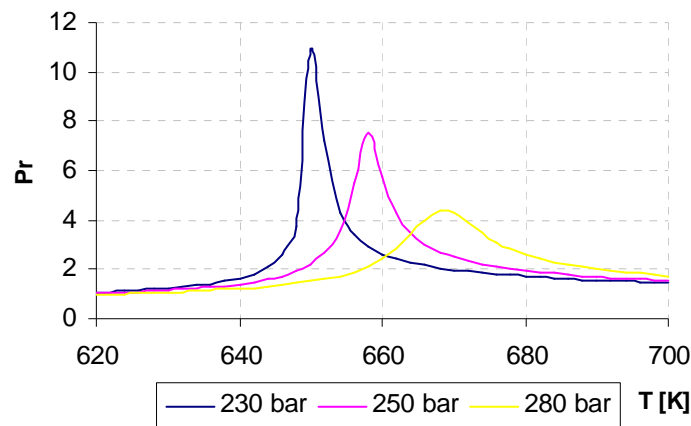


Fig. 3.15. Variación del número de Prandtl en fluidos supercríticos.

Sin embargo, el valor real del coeficiente de película se desvía del obtenido con dicha correlación. Si el flujo de calor por unidad de área es pequeño, el valor del

coeficiente de transmisión de calor es mayor y al fenómeno se le denomina “mejora de la transmisión de calor”. Por el contrario, cuando el flujo de calor es alto el efecto es el inverso, denominándose “deterioro de la transmisión de calor”. Actualmente existen algunas correlaciones (Cheng y Schulenberg, 2001 [23]) para predecir cuándo ocurre el fenómeno de deterioro de transmisión de calor y cómo se debe corregir la correlación de Dittus-Boelter. En el trabajo que aquí se desarrolla no se van a considerar, ya que los resultados que se obtienen con estas correcciones discrepan mucho los unos de los otros (Squarer *et al.*, 2003 [20]; Cheng *et al.*, 2003 [21]) y, además, no hay que perder de vista que estos efectos son de carácter muy localizado, menos importantes cuanto más alejado se está de la presión crítica y, como se verá en el apartado 3.4.6, muy poco significativos, ya que el coeficiente de película toma valores muy altos.

Cálculo a cargas parciales:

El desarrollo del modelo matemático que rige el comportamiento de estos intercambiadores debe ser análogo al de los apartados anteriores pero teniendo en cuenta que el calor específico del agua no puede considerarse constante sino, para una presión dada, dependiente de la temperatura del agua. El coeficiente global de transmisión de calor, como se explica en el apartado 3.4.6, sí se puede considerar constante.

Para poder simular los intercambiadores a carga parcial es necesario conocer su producto UA . En los intercambiadores estudiados hasta ahora este valor se obtenía a partir de la definición de la temperatura logarítmico media de los fluidos del intercambiador. Sin embargo, el desarrollo para llegar a esa ecuación no es válido si no son constantes c_{Pg} y c_{Pv} , por lo que el producto UA no puede ser calculado de esa forma. Para evitar este problema se propone la siguiente solución:

Las ecuaciones que rigen el sistema son:

$$\begin{cases} d\dot{Q} = -\dot{m}_g \cdot c_{Pg} \cdot dT_g \\ d\dot{Q} = -\dot{m}_v \cdot c_{Pv} \cdot dT_v \\ d\dot{Q} = U \cdot dA \cdot (T_g - T_v) = UA \cdot (T_g - T_v) \cdot dx \end{cases} \quad [3.99]$$

Con x variando entre 0 y 1.

Combinando las dos primeras ecuaciones se llega a la siguiente expresión (de conservación de energía):

$$\int_{T_{g\ ent}}^{T_g} \dot{m}_g \cdot c_{P_g} \cdot dT_g = \int_{T_{v\ sal}}^{T_v} \dot{m}_v \cdot c_{P_v} \cdot dT_v \quad [3.100]$$

$$T_g = T_{g\ ent} + \int_{T_{v\ sal}}^{T_v} \frac{\dot{m}_v \cdot c_{P_v}}{\dot{m}_g \cdot c_{P_g}} \cdot dT_v \quad [3.101]$$

Por otro lado, combinando las dos últimas ecuaciones de 3.99 se puede escribir:

$$dx = \frac{-\dot{m}_v \cdot c_{P_v}}{UA \cdot (T_g - T_v)} \cdot dT_v \quad [3.102]$$

E integrando esta ecuación se obtendría:

$$1 = -\frac{\dot{m}_v}{UA} \cdot \int_{T_{v\ sal}}^{T_{v\ ent}} \frac{c_{P_v}}{(T_g - T_v)} \cdot dT_v \quad [3.103]$$

Que se puede integrar numéricamente en el punto de diseño teniendo en cuenta la ecuación 3.101 y el valor de c_{P_v} para cada T_v y así obtenerse el producto UA en el punto de diseño.

Una vez obtenido UA en el punto de diseño se puede calcular en cualquier otra condición (como se explica en el apartado 3.4.5) y con él, el comportamiento fuera de diseño del intercambiador; suponiendo que se conocen $T_{g\ ent}$, $T_{v\ sal}$ y \dot{m}_v se puede hacer el siguiente desarrollo, partiendo de la ecuación 3.99:

$$d(T_g - T_v) = dT_g - dT_v = -\left(\frac{1}{c_{P_g} \cdot \dot{m}_g} - \frac{1}{c_{P_v} \cdot \dot{m}_v} \right) \cdot d\dot{Q} = -r \cdot d\dot{Q} \quad [3.104]$$

$$d(T_g - T_v) = r \cdot \dot{m}_v \cdot c_{P_v} \cdot dT_v \quad [3.105]$$

e integrando se obtiene:

$$\int_{T_{v\,sal}}^{T_v} d(T_g - T_v) = \dot{m}_v \cdot \int_{T_{v\,sal}}^{T_v} r \cdot c_{P_v} \cdot dT_v$$

$$(T_g - T_v)_{T_v} = (T_{g\,ent} - T_{v\,sal}) + \dot{m}_v \cdot \int_{T_{v\,sal}}^{T_v} r \cdot c_{P_v} \cdot dT_v \quad [3.106]$$

Por otro lado, considerando la ecuación 3.102 para el nuevo UA e integrándola se obtiene:

$$x = -\frac{\dot{m}_v}{UA} \cdot \int_{T_{v\,sal}}^{T_v} \frac{c_{P_v}}{(T_g - T_v)} \cdot dT_v \quad [3.107]$$

Integrando de forma numérica 3.106 y 3.107 se obtienen $T_{g\,sal}$ y $T_{v\,ent}$, reduciendo en cada paso T_v hasta que se obtenga $x = 1$.

3.4.5. Variación del coeficiente global de transmisión de calor a cargas parciales.

Hasta este momento se ha utilizado el coeficiente global de transmisión de calor (U) como un parámetro que debe ser calculado a partir de las condiciones de diseño, bien con las ecuaciones de la diferencia de temperaturas logarítmico media (3.70, 3.96, 3.97) o bien mediante la ecuación 3.103 para fluidos supercríticos. Para poder simular la caldera de recuperación a cargas parciales es necesario conocer el valor del producto UA de cada intercambiador en cualquier punto de funcionamiento.

El origen de este coeficiente está en las leyes de transmisión de calor, y representa el conjunto de resistencias a la transmisión de calor entre dos fluidos separados por uno o varios medios. En el caso del intercambio de calor entre un fluido en el interior

de una tubería (por ejemplo agua) y otro en el exterior (gas), se puede calcular según la siguiente ecuación (Chapman, 1984 [14]):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{r_e \cdot \ln(r_e/r_i)}{k} + \frac{r_e}{r_i \cdot h_v}} \quad [3.108]$$

Donde r_e y r_i son respectivamente el radio exterior e interior de la tubería, y k su conductividad térmica. Al ser el radio interior y exterior de la tubería prácticamente iguales y su conductividad muy alta, la expresión se puede simplificar quedando:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_v}} = \frac{h_g \cdot h_v}{h_g + h_v} \quad [3.109]$$

En el caso de los economizadores y de los evaporadores el valor del coeficiente de película del agua suele ser mucho mayor que el del gas (Rapún, 1999 [5]; Kehlhofer *et al.* 1999 [24]) por lo que el cálculo de U se simplificará, quedando:

$$U = \frac{h_g \cdot h_v}{h_g + h_v} \approx \frac{h_g \cdot h_v}{h_v} = h_g \quad [3.110]$$

Por lo que no es necesario calcular el valor de h_v .

El cálculo de los coeficientes de película se suele realizar mediante ecuaciones empíricas adimensionales. Al considerarse U como constante a lo largo de todo el intercambiador, se deberá tomar el valor medio de cada uno de los parámetros adimensionales que intervienen.

Para el caso de los fluidos en el interior de un tubo se suele utilizar la correlación de Dittus-Boelter (Dittus y Boelter, 1930 [22]):

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad [3.111]$$

Siendo Nu el número de Nusselt, Re el número de Reynolds y Pr el número de Prandtl.

Para los fluidos en el exterior de un tubo aleteado se puede utilizar la siguiente correlación propuesta por Weir (1988 [25]).

$$Nu = a_g \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \Phi_a^{1-m} \quad [3.112]$$

Donde Φ_a depende del tipo de geometría del intercambiador (número y tamaño de las aletas y disposición de los tubos). Para una disposición de los tubos en línea, a_g , m y n , valen respectivamente 0.3, 0.625 y 1/3.

Rapún (1999 [5]) hace un desarrollo de las expresiones 3.108 y 3.109 para descomponer el valor de h_g y h_a en tres términos, uno que depende de la geometría (Γ), otro del estado térmico de los fluidos (β) y el último del gasto másico:

$$h = \Gamma \cdot \beta \cdot \dot{m}_{fluido}^m \quad [3.113]$$

Siendo el superíndice $m = 0.8$ para el agua y $m = 0.625$ para los gases.

El diseño y la definición geométrica de la caldera son necesarios para hallar Γ_g y Γ_v y con ellos los valores de $h_{g\ dis}$ y $h_{v\ dis}$. En este trabajo se obtienen mediante la metodología propuesta en Rapún (1999 [5]).

Por otro lado, el factor del estado térmico (β) se puede expresar para el agua y los gases como:

$$\beta_v = \frac{k_v^{1-0.8} \cdot c_{Pv}^{0.8}}{Pr^{0.8-0.4}} \quad [3.114]$$

$$\beta_g = \frac{k_g^{1-0.625} \cdot c_{Pg}^{0.625}}{Pr^{0.625-1/3}} \quad [3.115]$$

Una vez conocidas estas relaciones se puede calcular U en cualquier punto de funcionamiento:

$$U = \frac{h_g \cdot h_v}{h_g + h_v} = \frac{\left(h_{g\ dis} \cdot \frac{h_g}{h_{g\ dis}} \right) \cdot \left(h_{v\ dis} \cdot \frac{h_v}{h_{v\ dis}} \right)}{\left(h_{g\ dis} \cdot \frac{h_g}{h_{g\ dis}} \right) + \left(h_{v\ dis} \cdot \frac{h_v}{h_{v\ dis}} \right)} \quad [3.116]$$

Donde:

$$\frac{h_g}{h_{g\ dis}} = \frac{\beta_g \cdot \dot{m}_g^{0.625}}{\beta_{g\ dis} \cdot \dot{m}_{g\ dis}^{0.625}} = \left(\frac{k_g}{k_{g\ dis}} \right)^{0.375} \left(\frac{c_{Pg}}{c_{Pg\ dis}} \right)^{0.625} \left(\frac{Pr_{g\ dis}}{Pr_g} \right)^{0.625-1/3} \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g\ dis}} \right)^{0.625} \quad [3.117]$$

$$\frac{h_v}{h_{v\ dis}} = \frac{\beta_v \cdot \dot{m}_v^{0.625}}{\beta_{v\ dis} \cdot \dot{m}_{v\ dis}^{0.625}} = \left(\frac{k_v}{k_{v\ dis}} \right)^{0.2} \left(\frac{c_{Pv}}{c_{Pv\ dis}} \right)^{0.8} \left(\frac{Pr_{v\ dis}}{Pr_v} \right)^{0.8-0.4} \left(\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{v\ dis}} \right)^{0.8} \quad [3.118]$$

El subíndice *dis* hace referencia a las condiciones de diseño.

En el caso de los economizadores y los evaporadores se tiene una expresión mucho más sencilla:

$$U \approx h_g = h_{g\ dis} \cdot \frac{h_g}{h_{g\ dis}} \quad [3.119]$$

Finalmente el producto UA en la nueva condición de funcionamiento se obtiene como:

$$UA = (UA)_{dis} \cdot \frac{U}{U_{dis}} \quad [3.120]$$

Esta expresión no requiere del diseño geométrico del intercambiador en el caso de los economizadores y los evaporadores, ya que $\frac{U}{U_{dis}} = \frac{h_g}{h_{g\ dis}}$ y se puede aplicar directamente la ecuación 3.117.

3.4.6. Variación del coeficiente global de transmisión de calor a cargas parciales en fluidos supercríticos.

En el caso de un fluido en condiciones supercríticas (en este caso el agua), la definición de U sigue siendo la expresada en la ecuación 3.109. Sin embargo el valor obtenido es, en principio, solamente puntual, ya que la alta variación de las propiedades del agua en dicho estado impide el promedio en el cálculo de h_v .

Utilizando la ecuación de Dittus-Boelter se puede calcular el número de Nusselt y, por tanto, valor de h_v para un diámetro de tubería y una velocidad del flujo dados. La figura 3.16 muestra el valor del coeficiente de película del agua y del vapor a diferentes presiones (subcríticas y supercríticas) en una tubería de 30 mm de diámetro (tamaño posible en calderas de recuperación) y una velocidad del flujo de 2.5 m/s, que es un valor normal para agua líquida (no para vapor).

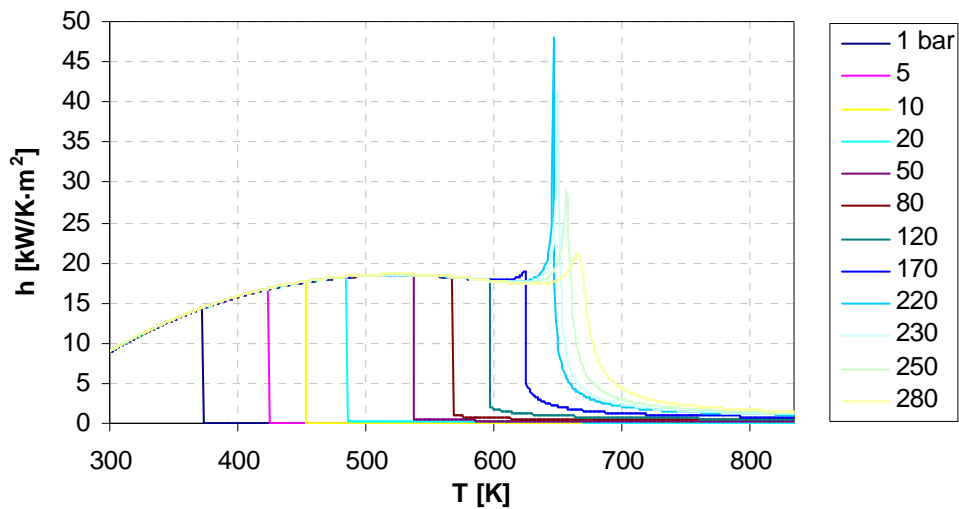


Fig. 3.16. Coeficiente de película del agua en una tubería, en función de la temperatura y la presión, circulando a una velocidad típica para la fase líquida.

Se observa que el valor de h_v en dicha tubería oscila entre 10 y 20 kW/(K·m²) para el agua en fase líquida. Para la fase vapor disminuye casi dos órdenes de magnitud, ya

que la velocidad es muy baja para esta fase en comparación con las velocidades típicas del vapor, que suelen ser mayores, y por lo tanto el número de Reynolds es excesivamente bajo y el valor obtenido no es el habitual. Se observa también que para los fluidos supercríticos el valor de h_v aumenta considerablemente en las cercanías del punto pseudo-crítico (definido en el capítulo 3.4.4) y luego disminuye, aunque no tanto como en el caso de la fase vapor en condiciones subcríticas.

La figura 3.17 muestra de nuevo el valor del coeficiente de película para agua subcrítica en fase de vapor y para vapor supercrítico pero a una velocidad de 25 m/s (ahora sí, típica en los sobrecalentadores).

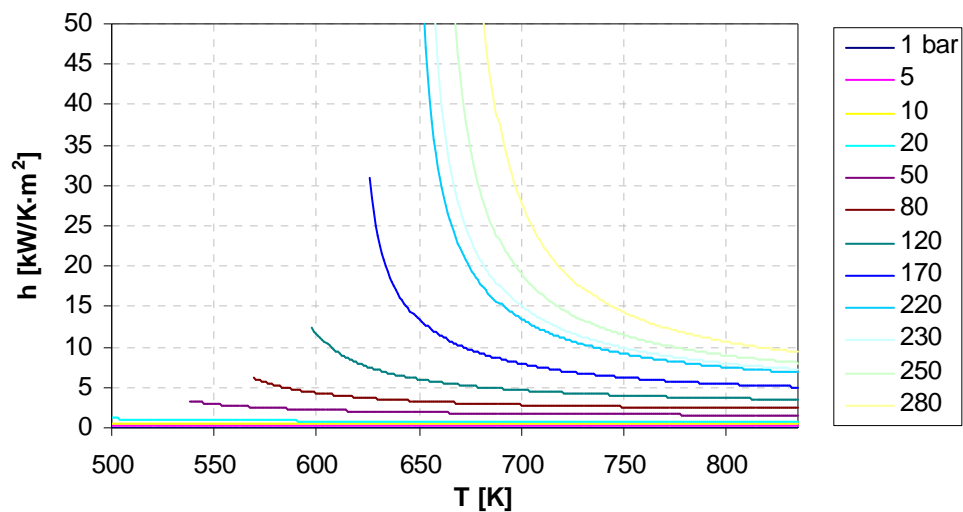


Fig. 3.17. Coeficiente de película del agua en fase vapor en una tubería, en función de la temperatura y la presión y circulando una velocidad típica para la fase vapor.

Se observa que el coeficiente de película del agua en condiciones subcríticas en fase vapor todavía sigue siendo un orden de magnitud inferior al del agua en fase líquida en la gráfica anterior. Sin embargo, cuando la presión es supercrítica, el valor de h_v sí es parecido e incluso superior al obtenido anteriormente para el agua.

Por otro lado, en la figura 3.18 se muestra la evolución del coeficiente de película del agua a 240 bar en una caldera experimental de la firma CMI. Los datos del diseño de esta caldera se pueden encontrar en Dechamps y Galopin (1997 [6]). Esta caldera está dividida en dos partes, la primera hace la función de economizador y de evaporador y la segunda hace la función de sobrecalentador. El diámetro de las tuberías es el mismo en ambas secciones pero el número de tubos es menor en el caso de la segunda (18 en la primera y 6 en la segunda), por lo que la velocidad del fluido en ésta última es mayor.

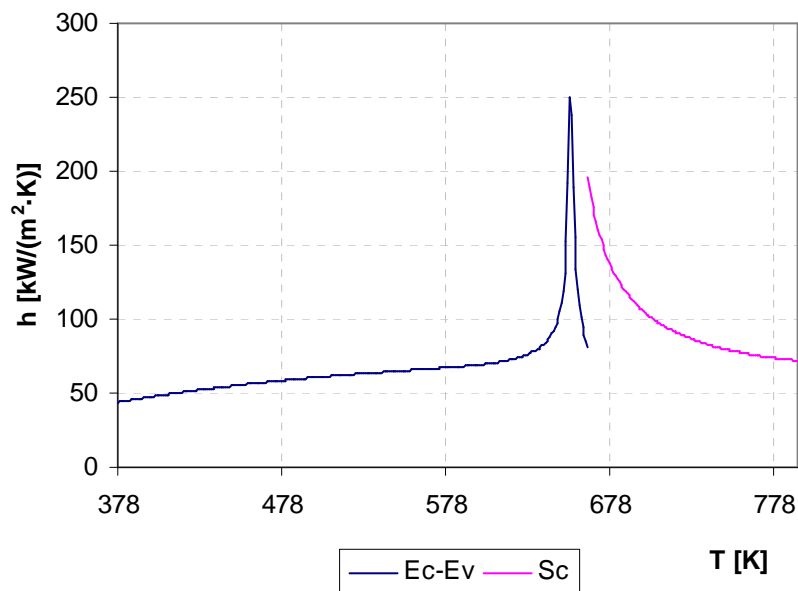


Fig. 3.18. Evolución del coeficiente de película del agua en condiciones supercríticas en una caldera de paso único

Se observa que conforme aumenta la temperatura del agua, el coeficiente de película crece, debido principalmente al aumento del número de Prandtl (figura 3.15), aunque también el número de Reynolds crece ligeramente por la disminución la viscosidad (figura 3.14). Este aumento se hace especialmente alto en las cercanías del punto pseudocrítico. A partir de este punto la tendencia se invierte, decreciendo

fuertemente hasta la salida de la primera sección. Con el cambio de sección, aunque la tendencia sigue siendo la misma, la velocidad del fluido a su paso por el cambiador es considerablemente mayor y se observa que el coeficiente de película, a pesar del descenso, es siempre del mismo orden de magnitud que en la primera sección.

Con todo esto lo que se pretende justificar es que el orden de magnitud del coeficiente de película del agua a presiones supercríticas es siempre el mismo que el del agua en estado líquido y presiones subcríticas, e incluso mayor en las cercanías del punto pseudo-crítico. De ese modo, al igual que en los economizadores y evaporadores, se puede decir que $h_v \gg h_g$ y por tanto $U \approx h_g$. Es decir, a pesar de que h_v puede variar notablemente a lo largo del intercambiador, al ser mucho mayor que h_g , es el gas el que pone la limitación en la transmisión de calor y por tanto U se puede considerar constante en todo el intercambiador. Este hecho justifica también que no se consideren los efectos de mejora y deterioro de la transmisión de calor en las cercanías del punto pseudocrítico (efectos presentados en el apartado 3.4.4).

La determinación del producto UA a cargas parciales se puede realizar mediante las ecuaciones 3.117, 3.119 y 3.120. El valor de $h_{g\ dis}$ (en el punto de diseño) se obtiene igualmente con la metodología propuesta por Rapún (1999 [5]), aunque tampoco es necesario conocerlo por las mismas razones explicadas en el apartado anterior para los economizadores y los evaporadores.

3.5. Modelización del ciclo de vapor

3.5.1. Modelo y comportamiento de la turbina de vapor.

La variación de la carga en los ciclos combinados se realiza mediante la regulación de la potencia de la turbina de gas. Al operar fuera de su punto de diseño, la temperatura y el gasto de los gases de escape varían y, del mismo modo, su distribución de temperaturas a lo largo de la caldera. Estas modificaciones implican que la producción de vapor sea menor que en el punto nominal, debiendo actuar sobre

el ciclo de vapor en general y sobre la turbina en particular para que se adapte a este nuevo estado térmico en cada punto de la caldera.

La regulación de potencia en las turbinas de vapor se puede realizar bien por admisión parcial o bien por presión deslizante. Con la admisión parcial se regula el caudal de vapor que se introduce en la caldera, pero las condiciones del vapor a la salida de la caldera permanecen casi inalteradas. Este sistema ofrece buenos resultados si el generador de vapor es una caldera tradicional. En el caso de los ciclos combinados, donde el generador de vapor es una caldera de recuperación y, por tanto, la energía disponible depende del escape de la turbina de gas, es conveniente que la producción de vapor y la presión de los calderines se adapte al nuevo estado de la caldera de modo que en la recuperación de calor no se produzcan demasiadas pérdidas exergéticas. Ante estos requerimientos, la regulación con presión deslizante es más efectiva, ya que permite el descenso de presión en los calderines y se pueden adaptar mejor las temperaturas del gas y del vapor.

El estudio del comportamiento de la turbina fuera de su punto de diseño se puede realizar mediante la ley de Stodola (Muñoz *et al.* 2002 [3]) que relaciona en dos puntos cualesquiera de la turbina las presiones y temperaturas de cada uno de ellos con el gasto de vapor:

$$\dot{m}_v \cdot \sqrt{\frac{T_1}{P_1^2 - P_2^2}} = cte. = \dot{m}_{v\,dis} \cdot \sqrt{\frac{T_{1\,dis}}{P_{1\,dis}^2 - P_{2\,dis}^2}} \quad [3.121]$$

Donde los subíndices 1 y 2 pueden referirse a cualesquiera puntos de la turbina entre los cuales circule el mismo gasto de vapor; entrada y salida de un escalonamiento o grupo de escalonamientos, entrada y salida de un cuerpo de la turbina sin extracciones, un grupo de álabes entre dos extracciones, etc.

En este trabajo, dicha ecuación se aplicará para conocer las presiones de entrada a la turbina y de las extracciones a cargas parciales. Con las nuevas presiones de entrada

y al ser la regulación con presión deslizante, se podrá estimar la nueva presión de los calderines de la caldera y establecer un proceso iterativo hasta que converja.

El cálculo del rendimiento isentrópico se seguirá realizando con el método de Spencer, Cotton y Canon.

3.6. Resolución del sistema

En este capítulo, en los apartados 3.2–3.5 se han desarrollado los modelos matemáticos que predicen, tanto a plena carga como a cargas parciales, el comportamiento de los componentes de la turbina de gas, de la caldera de recuperación de calor y del ciclo de vapor. Una vez que se conocen dichos modelos, el comportamiento global del ciclo combinado queda definido por el sistema que conforman las ecuaciones de cada uno de los componentes o elementos presentes en dicho ciclo combinado.

Este sistema de ecuaciones es distinto para cada configuración posible y suele ser de gran complejidad al ser muy poco lineal y aparecer un gran número de incógnitas y de ecuaciones muy acopladas entre sí. Por ejemplo, para una configuración de tres niveles de presión, sólo la caldera de recuperación puede introducir más de 20 ecuaciones, sin contar las relaciones entre las variables termodinámicas de los gases y del agua.

Para el desarrollo de este trabajo era necesario el desarrollo de una herramienta informática que simulase una gran variedad de configuraciones, en las que se pudieran utilizar las distintas opciones hasta ahora enumeradas, con el objeto de poder analizarlas tanto termodinámicamente como termoeconómicamente. De ese modo, el programa debía ser altamente flexible en cuanto a configuración y libertad de diseño del ciclo y, a su vez, ser capaz de resolver toda esa gran cantidad de posibles diseños de una manera fiable y sin necesidad de reprogramar y recompilar cada vez que se efectuaran cambios en la configuración.

Bajo esas premisas, se decidió que la mejor solución debía ser la elaboración de un programa en el que el propio usuario fuese el que decidiera la configuración del ciclo,

confeccionando el número y disposición de componentes que deseara introducir. De ese modo cualquier usuario siempre podría introducir las variaciones que hicieran falta para efectuar cualquier otro estudio en cualquier momento sin necesidad de conocer ni modificar el código del programa.

El inconveniente de no dejar cerrado el número de configuraciones que se pueden simular es que el sistema de ecuaciones es distinto cada vez. Este hecho complica su resolución. En este apartado se muestran los distintos métodos existentes para la resolución de sistemas de ecuaciones no lineales, se analizan sus ventajas e inconvenientes y posteriormente se desarrolla una nueva metodología que fue la que se utilizó finalmente, ya que dio unos resultados muy satisfactorios.

3.6.1. Descripción de los métodos de resolución de ecuaciones no lineales.

La resolución de sistemas de ecuaciones no lineales es un problema ampliamente estudiado que aparece en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería. Dependiendo de la naturaleza y de las características del sistema, su resolución se puede efectuar de distintas formas, siendo el método de Newton-Raphson y el de sustituciones sucesivas o método del punto fijo los más utilizados (Burden y Douglas, 1985 [26]; Rheinboldt, 1974 [27]). Ambos métodos son iterativos. En ellos se define un proceso de resolución que se repite hasta que la solución converge.

Sea $F: D \subset \mathbb{V}^n \rightarrow \mathbb{V}^n$ una aplicación con su dominio D en el espacio \mathbb{V}^n , de tal forma que se pueda escribir:

$$F(\vec{X}) = \begin{Bmatrix} f_1(\vec{X}) \\ f_2(\vec{X}) \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ f_n(\vec{X}) \end{Bmatrix} = \vec{0} \quad [3.122]$$

Donde F es el sistema de ecuaciones y $\vec{X} = (x_1, x_1, \dots, x_n)$ las incógnitas a resolver.

Para el sistema F , se puede definir una sucesión S de la forma $S : \vec{X}_{i+1} = S(\vec{X}_i)$ tal que a partir de un cierto m se cumpla que $F(\vec{X}_m) \approx \vec{0}$ y, por tanto, se pueda considerar a \vec{X}_m como la solución del sistema.

La determinación de S dependerá del método de resolución que se utilice; en el método de sustituciones sucesivas, en S intervendrán cada una de las funciones f_j del sistema y en el de Newton-Raphson su matriz Jacobiana.

Método de sustituciones sucesivas:

Con este método se define un proceso de resolución P como una ordenación de las funciones f_j del sistema de forma que, siguiendo dicho orden, cada una de ellas resuelva una de las incógnitas del sistema. Se establece de ese modo un diagrama de flujo que representa el proceso de resolución del sistema. Por ejemplo considerando el sistema

$$F(x, y, z) = \begin{Bmatrix} f_1(x, y, z) \\ f_2(x, y) \\ f_3(x, y) \end{Bmatrix} = (0, 0, 0) \quad [3.123]$$

(donde se observa que las funciones f_2 y f_3 no dependen de la variable z), un posible proceso de resolución sería $P \{f_2, f_3, f_1\}$, y su diagrama de flujo asociado sería el de la figura 3.19.

En este método, generalmente es necesario suponer el valor de alguna las incógnitas para que el proceso se pueda iniciar (en el ejemplo la variable x). Una vez concluido se debe comprobar que los valores supuestos eran correctos. Si no lo son, se modifican y el proceso se repite hasta que converjan.

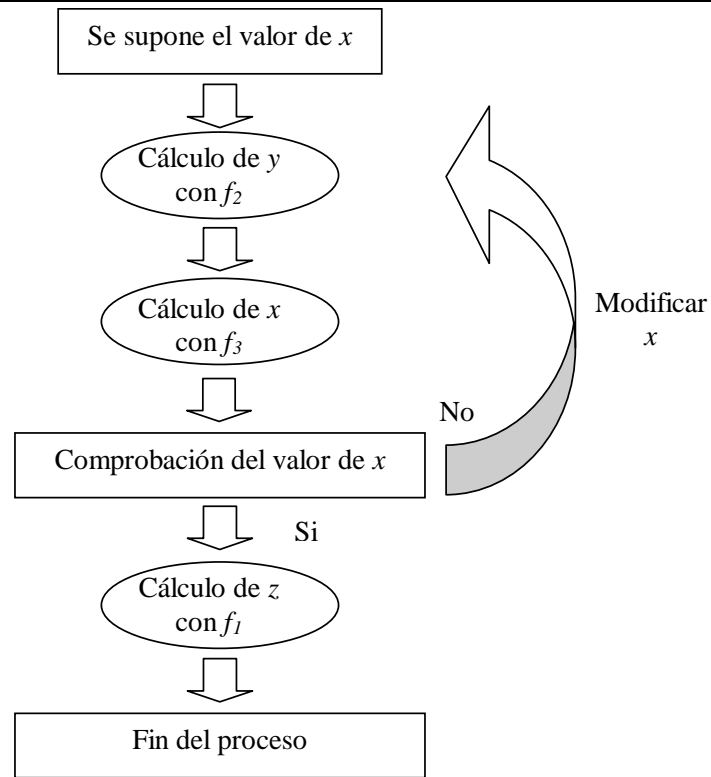


Fig.3.19. Proceso de resolución.

La convergencia o divergencia de los métodos de sustituciones sucesivas dependen de la elección del proceso de resolución (diagrama de flujo), del orden de resolución de las incógnitas y de las variables que se seleccionen para iterar. Existen métodos de comprobación de la convergencia de los diagrama de flujo, aunque la mayoría de las veces es más sencillo probar distintas ordenaciones hasta obtener un buen resultado. Si se conoce el comportamiento físico del sistema que se está simulando así como el de las ecuaciones que lo conforman, la búsqueda de una ordenación adecuada y de los valores iniciales de la variables que se deban suponer será más sencilla, obteniéndose procesos de rápida convergencia. Sin embargo, conforme el número de ecuaciones y su complejidad se eleva, cada vez será necesario invertir más tiempo en pruebas o utilizar análisis más detallados hasta que se obtenga una ordenación correcta y rápida.

Método de Newton-Raphson:

El método de Newton-Raphson consiste en la resolución reiterada del sistema F linealizado mediante sus primeras derivadas parciales hasta que converja el resultado. Teniendo en cuenta los términos de primer orden del desarrollo en serie de Taylor de la función F en un punto \vec{X}_0 cercano a la solución, se puede escribir:

$$F(\vec{X}_1) = F(\vec{X}_0) + \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} \cdot (\vec{X}_1 - \vec{X}_0) \quad [3.124]$$

Donde se observa que aparece la matriz Jacobiana del sistema, quedando por tanto:

$$F(\vec{X}_1) = F(\vec{X}_0) + J \cdot (\vec{X}_1 - \vec{X}_0) \quad [3.125]$$

Suponiendo que \vec{X}_1 es la solución del sistema se puede hacer el siguiente desarrollo:

$$F(\vec{X}_0) + J \cdot (\vec{X}_1 - \vec{X}_0) = \vec{0} \quad [3.126]$$

$$J^{-1} \cdot F(\vec{X}_0) = -(\vec{X}_1 - \vec{X}_0) \quad [3.127]$$

$$\vec{X}_1 = \vec{X}_0 - J^{-1} \cdot F(\vec{X}_0) \quad [3.128]$$

Generalizando esta última expresión se obtiene la siguiente relación de recurrencia de la sucesión S , que tiende a la solución del problema:

$$\vec{X}_{i+1} = \vec{X}_i - J^{-1} \cdot F(\vec{X}_i) \quad [3.129]$$

La resolución de los sistemas mediante este método se obtiene de una manera sistemática sin importar ni el número ni el tipo de ecuaciones que lo componen. Sin embargo es necesario partir de un punto \vec{X}_0 cercano a la solución, puesto que en caso contrario, la convergencia no está asegurada o puede llevar a soluciones erróneas. Esta condición se convierte en un grave problema cuando el número de ecuaciones es elevado o su comportamiento es poco lineal, presentando muchas dificultades de convergencia.

3.6.2. Metodología propuesta.

Como se ha venido diciendo en los capítulos anteriores, para el desarrollo de esta investigación era necesario elaborar un programa de simulación de plantas de potencia de ciclo combinado que resolviera dicho ciclo tanto en condiciones de diseño como a cargas parciales. Dicha simulación no es muy difícil de resolver siempre que se conozca la configuración de la planta, de forma que el sistema quede perfectamente definido. Sin embargo, si se pretende que el usuario del programa configure libremente la planta añadiendo y quitando componentes, el sistema de ecuaciones ni es fijo ni queda cerrado a ciertas configuraciones definidas de antemano.

En problemas de estas características, los métodos de linealización, como el de Newton-Raphson, resultan muy útiles puesto que el proceso se reduce a la resolución de forma iterada de sistemas lineales, y el añadir o quitar ecuaciones sólo implica aumentar o disminuir la dimensión de las matrices y vectores del sistema. El problema aparece, como ya se ha indicado, cuando el número de ecuaciones y variables es elevado y las ecuaciones son poco lineales. Bajo esas circunstancias, es difícil partir de un punto cercano a la solución en el que se asegure la convergencia del proceso. Este inconveniente se hace mayor en el presente caso, ya que las plantas de potencia pueden ser de muy diversos tamaños y el dominio de la solución es enormemente amplio.

Una solución sería la utilización del método de sustituciones sucesivas. La resolución mediante este método requiere un conocimiento profundo del problema y del comportamiento de las ecuaciones, ya que es preciso establecer el orden de utilización de las ecuaciones y de resolución de las variables, así como el decidir sobre cuáles iterar. El hecho de incluir nuevos componentes que eleven el número de ecuaciones e incógnitas se podría resolver dictando una serie de normas de forma que se elaborase un sistema experto en el que el usuario del programa no tuviese que tomar ninguna decisión sobre la forma de resolución del problema.

Otra solución, que es por la que finalmente se ha optado, es desarrollar una herramienta que, basada en las técnicas de inteligencia artificial, determine las normas de resolución y el orden de cálculo de las incógnitas. El hecho de no elaborar un sistema experto posibilita, además, aplicar la herramienta construida a la resolución de otros problemas de características similares pero de distinta naturaleza y distinto comportamiento de las ecuaciones.

El objetivo de la herramienta será, por tanto, establecer el orden de resolución de las incógnitas de un sistema de ecuaciones no lineales para que sea utilizado con el método de sustituciones sucesivas. Para ello se decidió conjugar las metodologías de los sistemas clasificadores con la de los algoritmos genéticos⁵. De esa forma, se elabora un algoritmo genético en el que los “individuos” que “evolucionan” son posibles procesos de resolución del sistema, y la función objetivo evalúa, utilizando las técnicas de valoración y modificación del entorno de los sistemas clasificadores, cuántas ecuaciones es capaz de resolver dicho proceso. Con la evolución del algoritmo genético, los procesos irán siendo capaces de resolver más ecuaciones. La optimización concluirá cuando se encuentre un proceso con el que se despejen todas

⁵ Los fundamentos de los algoritmos genéticos y de los sistemas clasificadores (aprendizaje de máquinas basado en los algoritmos genéticos) se muestran en el anexo 1.

las incógnitas, se utilicen todas ecuaciones⁶ y que, además, presente una buena convergencia.

En los apartados siguientes se ilustra con un ejemplo cómo se emplea la metodología propuesta y cómo se elabora la función objetivo.

3.6.3. Posibles procesos de resolución del sistema o individuos

En el apartado 3.6.1 se ha definido genéricamente el sistema de ecuaciones F que se desea resolver y los posibles procesos de resolución P para la resolución mediante el método de sustituciones sucesivas, que consisten simplemente en una ordenación de las ecuaciones de F .

En líneas generales, un algoritmo genético hace evolucionar a los individuos de una población de forma que, con el paso de las generaciones, los individuos de la población sean cada vez mejores en algún aspecto. En la metodología propuesta, un individuo sería un posible proceso de resolución del sistema y la característica a mejorar sería el número de incógnitas que es capaz de calcular dicho proceso.

En lo sucesivo se va a ilustrar el método desarrollado siguiendo el ejemplo que se mostró en la ecuación 3.123:

$$F(x, y, z) = \begin{Bmatrix} f_1(x, y, z) \\ f_2(x, y) \\ f_3(x, y) \end{Bmatrix} = (0, 0, 0)$$

donde se indicaba que las funciones f_2 y f_3 no dependen de la variable z .

⁶ La metodología propuesta sigue casi fielmente la arquitectura de los sistemas clasificadores. La principal diferencia es que el objetivo no es obtener un conjunto de reglas capaz de resolver un problema dependiendo del entorno en el que se presente, sino el obtener simplemente una regla que sea válida para poder resolver un problema concreto.

3.6.4. Caracterización de las ecuaciones

Un paso importante en la metodología que aquí se explica consiste en la caracterización de cada una de las ecuaciones que conforman el sistema F a resolver.

Antes de explicar en qué consiste esa caracterización es necesario definir lo que se va a llamar “entorno” durante el trabajo. Dicho entorno es simplemente el estado de las variables en un momento cualquiera del proceso de resolución: cada variable podrá ser conocida (si ya está calculada), desconocida (si no lo está) o supuesta (si es necesario suponer su valor para continuar con el proceso de resolución).

Cada función f_j será utilizada para despejar una variable, por lo que se puede decir que la función modificará el entorno, cambiando los estados de algunas variables de desconocidos a conocidos o a supuestos.

La caracterización de las ecuaciones consiste en dotar a cada una de ellas de un cierto número de reglas que determinan cómo puede dicha ecuación modificar el entorno en el momento en el que va a ser empleada, es decir, qué variables calcula o supone. Este es el paso más importante: en él se deberán evitar operaciones que puedan provocar inestabilidades o divergencias en el proceso de resolución y, por tanto, se debe conocer el comportamiento de las ecuaciones antes de dictar las reglas. Para el sistema de la ecuación 3.123 se podrían dar, por ejemplo, las siguientes:

La primera ecuación f_1 depende de las tres variables x , y , z y se podría utilizar para calcular el valor de una de ellas conocido el de las otras dos. Se formarían así tres reglas que se expresan en la tabla 3.1, donde el 1 se corresponde con un estado *verdadero*, el 0 con *falso* y el \times con *indiferente*.

Tabla 3.1. Caracterización de f_1

Regla	Entorno inicial (Var. conocidas)			Entorno final (Var. conocidas)			Entorno final (Var. supuestas)		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
1	0	1	1	1	1	1	\times	\times	\times
2	1	0	1	1	1	1	\times	\times	\times
3	1	1	0	1	1	1	\times	\times	\times

Si, por ejemplo, el entorno antes de aplicar la ecuación f_1 fuese $\{1, 0, 1\}$ (es decir, x, z conocidas e y desconocida), se podría aplicar la regla 2 y el entorno pasaría a ser $\{1, 1, 1\}$ (x, y, z conocidos).

Para la ecuación f_2 se podrían utilizar las siguientes 4 reglas:

Tabla 3.2. Caracterización de f_2

	Entorno inicial (Var. conocidas)			Entorno final (Var. conocidas)			Entorno final (Var. supuestas)		
Regla	x	y	z	x	y	z	x	y	z
1	0	1	×	1	1	×	×	×	×
2	1	0	×	1	1	×	×	×	×
3	0	0	×	1	0	×	×	1	×
4	0	0	×	0	1	×	1	×	×

Se observa que la variable z siempre aparece con una \times ya que f_2 no depende de ella, y por tanto ni le influye su estado ni ésta actúa sobre él. Las reglas 3 y 4 se utilizarán cuando no se conozcan ni x ni y pero se suponga el valor de una para despejar la otra.

Supongamos que con la ecuación f_3 , dada su naturaleza, no se pueda o no sea conveniente (debido a que se produzcan inestabilidades o se ralentice el método) resolver el valor de y . En ese caso las reglas no deben permitir dicha operación, por lo que deberían ser, por ejemplo, como las que se muestran en la tabla 3.3, donde el valor de y en el entorno final no se ve alterado.

Tabla 3.3. Caracterización de f_3

	Entorno inicial (Var. conocidas)			Entorno final (Var. conocidas)			Entorno final (Var. supuestas)		
Regla	x	y	z	x	y	z	x	y	z
1	0	1	×	1	1	×	×	×	×
2	0	0	×	1	0	×	×	1	×

3.6.5. Elaboración de la función objetivo

El problema de optimización que aquí se plantea es el establecer un “buen orden de resolución” de las ecuaciones del sistema. Por lo tanto, dicho problema tiene como

variables independientes los números ordinales que determinan ese orden de utilización. El ejemplo que se está mostrando tendría 2 variables independientes (dos grados de libertad) puesto que podemos elegir el orden de dos ecuaciones y el de la tercera queda impuesto.

Los órdenes de resolución “buenos” son los que permiten la utilización de todas las ecuaciones y la resolución de todas las incógnitas. De entre las distintas soluciones que pueden existir, las mejores serán aquellas en las que la convergencia sea más rápida, lo que sucederá cuando el número de incógnitas que se deban suponer (y posteriormente comprobar e iterar) sea mínimo.

Por tal motivo se creará una función objetivo que evalúe cada proceso de resolución propuesto de la siguiente manera:

- 1- Se parte de un entorno en el que todas las variables son *no conocidas* y *no supuestas*. Se le otorga a la función objetivo FO un valor inicial, por ejemplo, igual al número de ecuaciones. En el ejemplo mostrado sería $FO = 3$.
- 2- Se comprueba si la primera ecuación permite, a través de alguna de sus reglas, modificar el entorno calculando alguna incógnita.
- 3- Si la ecuación es capaz de modificar el entorno incrementa el valor de la función objetivo aplicando la ecuación 3.130, y si no se termina el proceso.

$$FO_{nuevo} = FO_{ant} + 10 - pen \quad [3.130]$$

Siendo pen el número de incógnitas supuestas en esta función.

- 4- Se pasa a la siguiente función del proceso, volviéndose a efectuar el paso 2 con la nueva función y el nuevo entorno en lugar de los iniciales.

A continuación se muestra como ejemplo el cálculo de la función objetivo para tres procesos distintos: $\{f_1 \text{ } \neg f_2 \text{ } \neg f_3\}$, $\{f_2 \text{ } \neg f_1 \text{ } \neg f_3\}$ y $\{f_2 \text{ } \neg f_3 \text{ } \neg f_1\}$, con las funciones caracterizadas como en las tablas 3.1-3.3.

En la tabla 3.4 se muestra la evolución del entorno y del valor de la función objetivo conforme se van utilizando las ecuaciones del sistema en el orden establecido por cada proceso de resolución. La primera fila presenta el entorno inicial, donde todos los valores están en estado 0 (variables no conocidas y no supuestas) y la función objetivo vale su valor inicial, en este caso 3.

Tabla 3.4. Ejemplo de función objetivo.

Proceso		Regla	Entorno						FO _{ant}	ΔFO	Pen	FO _{fin}	
			Var. conocidas			Var. supuestas							
Entorno inicial			0	0	0	0	0	0	-	-	-	3	
f_1 - f_2 - f_3	f_1	1	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3	
	f_1	2	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3	
	f_1	3	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3	
f_2 - f_1 - f_3	f_2	1	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3	
	f_2	2	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3	
	f_2	3	1	0	0	0	1	0	3	10	-1	12	
	f_1	1	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
	f_1	2	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
	f_1	3	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
	f_2	4	0	1	0	1	0	0	3	10	-1	12	
	f_1	1	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
	f_1	2	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
	f_1	3	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
	f_2 - f_3 - f_1	f_2	1	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3
		f_2	2	-	-	-	-	-	-	3	0	-	3
f_2		3	1	0	0	0	1	0	3	10	-1	12	
f_3		1	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
f_3		2	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	
f_2		4	0	1	0	1	0	0	3	10	-1	12	
f_3		1	1	1	0	1	0	0	12	10	0	22	
f_1		1	-	-	-	-	-	-	22	0	-	22	
f_1		2	-	-	-	-	-	-	22	0	-	22	
f_1		3	1	1	1	1	0	0	22	10	0	32	
f_3		2	-	-	-	-	-	-	12	0	-	12	

Para el proceso $\{f_1 - f_2 - f_3\}$ el valor final de la función objetivo es 3 ya que la función f_1 (la primera que se usa) no es capaz de modificar el entorno inicial con ninguna de sus reglas.

Para el $\{f_2 - f_1 - f_3\}$ el valor es 12, ya que la función f_2 puede modificar el entorno inicial tanto con la regla 3 como con la 4 suponiendo una variable (filas 7 y 11 de la tabla), pero la f_1 no es capaz de modificar el entorno que deja la función f_2 .

Finalmente, el proceso $\{f_2 - f_3 - f_1\}$ tiene un valor de la función objetivo de 32 (fila 24), ya que f_2 calcula y con la regla 4, f_3 calcula x con la regla 1 y f_1 calcula z con la regla 3. La regla 4 de f_2 introduce una iteración en la variable x , por lo que se penaliza a la función objetivo con un valor de 1.

3.6.6. Aplicación a una caldera de recuperación de calor

Aplicación al sistema de ecuaciones en el punto de diseño:

En la figura 3.20 se muestra el esquema de una configuración particular de una caldera de recuperación de calor de 3 niveles de presión de un ciclo combinado con recalentamiento en el nivel intermedio y sus variables termodinámicas. Las ecuaciones que rigen el sistema en el punto de diseño se muestran en la ecuación 3.131.

$$\begin{cases}
 Sb_{AP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G1} - h_{G2}) = \dot{m}_{AP} \cdot (h_{A1} - h_{A2}) \\
 Rc : & \dot{m}_G \cdot (h_{G2} - h_{G3}) = \dot{m}_{Rc} \cdot (h_{I1} - h_{I2}) \\
 EV_{AP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G3} - h_{G4}) = \dot{m}_{AP} \cdot (h_{A2} - h_{A3}) \\
 SH_{IP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G4} - h_{G5}) = \dot{m}_{IP} \cdot (h_{I4} - h_{I5}) \\
 EC_{3AP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G5} - h_{G6}) = \dot{m}_{AP} \cdot (h_{A3} - h_{A4}) \\
 EV_{IP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G6} - h_{G7}) = \dot{m}_{IP} \cdot (h_{I5} - h_{I6}) \\
 EC_{2AIP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G7} - h_{G8}) = \dot{m}_{AP} \cdot (h_{A4} - h_{A5}) + \dot{m}_{IP} \cdot (h_{I6} - h_{I7}) \\
 EV_{BP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G8} - h_{G9}) = \dot{m}_{BP} \cdot (h_{B1} - h_{B2}) \\
 EC_{AIBP} : & \dot{m}_G \cdot (h_{G9} - h_{G10}) = \dot{m}_{AP} \cdot (h_{A5} - h_{H6}) + \dot{m}_{IP+BP} \cdot (h_{I7} - h_{I8}) \\
 Lam : & h_{I7} = h_{B2} \\
 Div : & \dot{m}_{IP+BP} = \dot{m}_{IP} + \dot{m}_{BP} \\
 Mez : & \dot{m}_{Rc} \cdot h_{I2} = \dot{m}_{IP} \cdot h_{I4} + \dot{m}_{AP} \cdot h_{I3} \\
 Mez : & \dot{m}_{Rc} = \dot{m}_{AP} + \dot{m}_{IP}
 \end{cases} \quad [3.131]$$

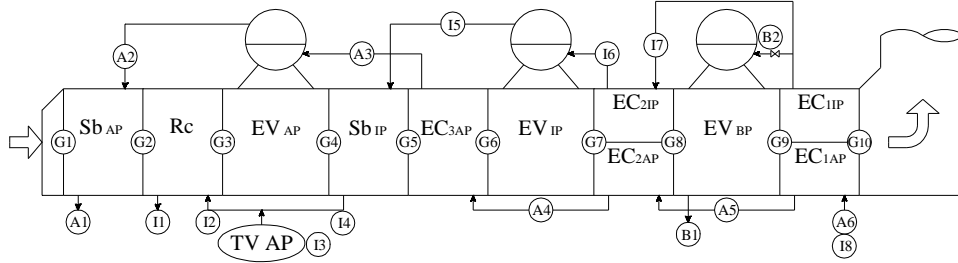


Fig. 3.20. Esquema de una caldera de recuperación de 3 niveles de presión con recalentamiento.

Teniendo en cuenta que \dot{m}_G y h_{G1} se conocen de la simulación de la turbina de gas, se observa que el sistema tiene 13 ecuaciones y 30 incógnitas. Sin embargo, se deben también considerar los parámetros de diseño que se enumeran a continuación:

- 1- Presión en los calderines: permite calcular los valores de h_{A2} , h_{I5} y h_{B1} como la entalpía del vapor saturado.
- 2- Pinch points: permiten calcular las temperaturas de $G4$, $G7$ y $G9$ y por tanto los valores de h_{G4} , h_{G7} y h_{G9} .
- 3- Approach points: junto con la presión de cada nivel permiten calcular los de h_{A3} , h_{I6} y h_{B2} . Teniendo en cuenta que los economizadores llamados $EC1$ (común para los tres niveles de presión) y $EC2$ (común para el nivel de alta y el de media) son de doble flujo, la temperatura en el punto de diseño a la salida de ambos niveles es la misma y, por lo tanto, se conocen $h_{A5} = h_{I7} = h_{B2}$ (utilizando la ecuación de la laminación) y $h_{A4} = h_{I6}$.
- 4- Temperaturas de vapor vivo: con ella y con la presión se pueden obtener h_{A1} y h_{I1} .
- 5- Temperatura de alimentación: con ellas se obtienen h_{A6} y h_{I8} .

Una vez considerados estos parámetros y las condiciones de escape de la turbina, las 18 incógnitas mencionadas (\dot{m}_G , h_{G1} , h_{G4} , h_{G7} , h_{G9} , h_{A1} , h_{A2} , h_{A3} , h_{A4} , h_{A5} , h_{A6} , h_{I1} , h_{I5} , h_{I6} , h_{I7} , h_{I8} , h_{B1} y h_{B2}) se pueden considerar como datos, ya que el proceso de resolución no deberá resolverlas sino que su valor dependerá directamente de dichos parámetros y de dichas condiciones. De esa forma el sistema lo conforman 12 ecuaciones (la correspondiente a la laminación ya ha sido utilizada) y 12 incógnitas.

La caracterización de las ecuaciones del sistema se muestra en el anexo 2. De una forma muy general, las ecuaciones que rigen el comportamiento de la turbina de gas resuelven los puntos de salida de cada elemento, las de la caldera de recuperación de calor resuelven, o bien algún punto de gas o bien el gasto másico de agua o de vapor y, finalmente, las ecuaciones de los componentes del ciclo de vapor resuelven o bien los puntos del vapor o bien los gastos másicos.

A partir de este momento el algoritmo genético empezará a proponer los posibles procesos de resolución hasta que consiga una buena solución. La evolución del algoritmo genético se ilustra en la figura 3.21, donde se observa la evolución del valor de la función objetivo del individuo con mayor salud y de la media de todos los individuos de cada generación.

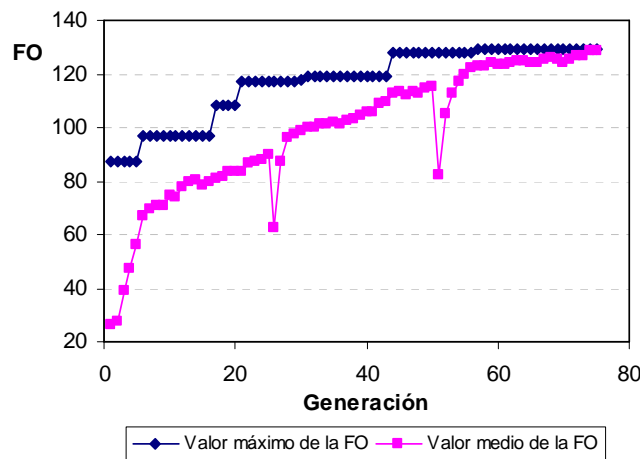


Fig. 3.21. Evolución del individuo más sano y del valor medio de la función objetivo.

En la curva del valor medio se distinguen claramente los 3 algoritmos sucesivos que se aplican, y cuyo objetivo es el añadir diversidad a la población (incorporar nuevas secuencias genéticas) para evitar la saturación del algoritmo sin haber llegado al óptimo.

El valor máximo alcanzado es $FO = 129$, que se corresponde con el proceso de la figura 3.22 ya que, siguiendo el procedimiento de el apartado 3.5.5, la función objetivo tiene un valor inicial de 12 (12 incógnitas), el proceso resuelve las 12 incógnitas (lo que supone un aumento del valor la función en 120) y se itera sobre 3 variables (se penaliza a la función objetivo con un valor de 3).

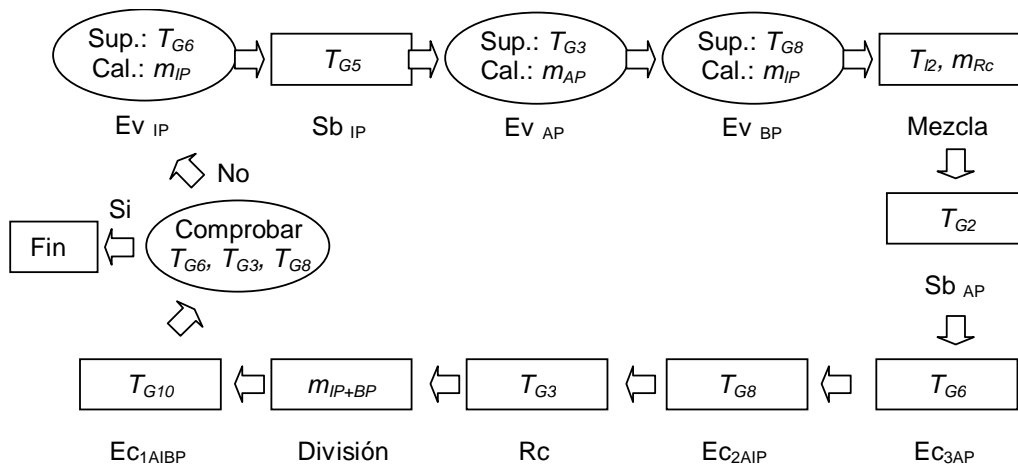


Fig. 3.22. Diagrama de flujo del proceso de resolución de la caldera en su punto de diseño.

En esta figura, las elipses representan a las ecuaciones que para calcular una incógnita deben suponer al menos el valor de otra. Los rectángulos representan a las ecuaciones que directamente resuelven alguna incógnita sin introducir ninguna

iteración. Las variables que se resuelven son las temperaturas⁷ de los puntos (T) y los gastos másicos (\dot{m}).

Como se ha explicado anteriormente, esta metodología resulta especialmente útil cuando el número ecuaciones del problema varía. Esto puede ocurrir, en este caso concreto, por dos motivos: el primero es que se añadan o se quiten componentes a la caldera de recuperación, es decir, que la configuración de la caldera varíe. El segundo es que el cálculo se realice a cargas parciales, no existiendo entonces parámetros de diseño y debiéndose considerar nuevas ecuaciones que resultan de caracterizar cada uno de los intercambiadores de calor.

Aplicación al sistema de ecuaciones fuera de las condiciones de diseño:

En este caso ya no se pueden considerar los parámetros de diseño, por lo que el número de incógnitas aumenta. Las ecuaciones que se añaden para que el sistema se pueda resolver se obtienen a partir de la caracterización de la transmisión de calor de los fluidos en cada intercambiador (desarrolladas en el apartado 3.3).

En el caso del ejemplo se añadirán 11 ecuaciones al sistema 3.131, correspondientes a los 11 intercambiadores de calor de los que consta la caldera.

La figura 3.23 muestra el proceso de resolución para la configuración de la caldera de 3 niveles de presión (cuyo esquema es el de la figura 3.20). El sistema de ecuaciones presenta en este caso 24 ecuaciones e incógnitas. Las variables \dot{m}_G y t_{GI} se calculan de nuevo con anterioridad en la simulación de la turbina de gas, mientras que T_{A2} , T_{I3} , T_{I5} y T_{BI} se calcularán posteriormente con el ciclo de vapor (presiones en los calderines y salida del cuerpo de alta de la turbina de vapor), por lo que su valor será supuesto pero no iterado en la resolución de la caldera de recuperación. Por otro lado

⁷ Al ser las presiones conocidas, la temperatura de cualquier punto será función de la entalpía.

t_{A6} y t_{I8} siguen siendo un dato al ser la temperatura de alimentación constante, por lo que no deben ser resueltas.

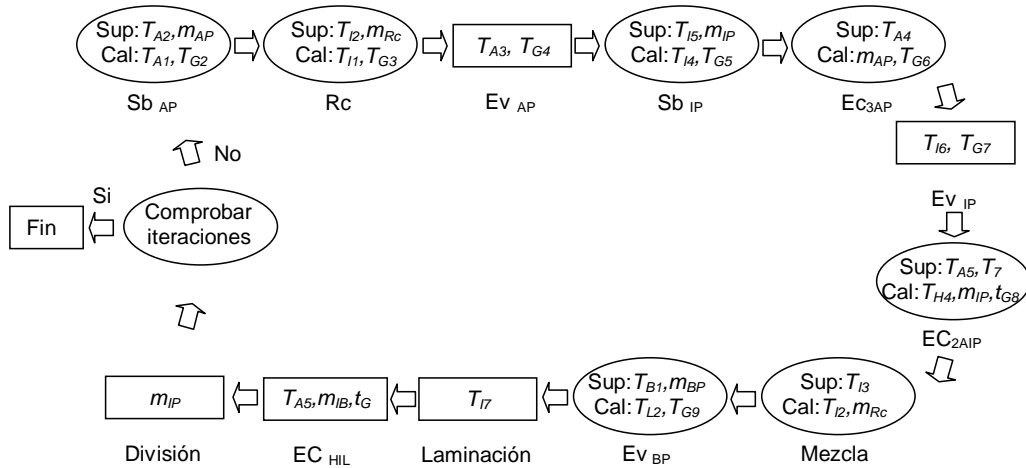


Fig. 3.23. Diagrama de flujo del proceso de resolución de la caldera a cargas parciales.

Aplicación a otras configuraciones:

Como se ha dicho con anterioridad, la principal ventaja de esta herramienta es que permite la determinación de un orden de utilización y de resolución de las ecuaciones de un sistema no lineal para que sea resuelto por el método de sustituciones sucesivas sin necesidad de que el “diseñador” de la configuración intervenga.

La aplicación a otras configuraciones de la caldera de recuperación de calor consiste en añadir o suprimir del sistema de ecuaciones las correspondientes a los componentes que el usuario introduzca o elimine mientras diseña la caldera. Estas ecuaciones se añaden tanto al sistema del punto de diseño como al del cálculo a cargas parciales.

En el programa de simulación realizado para este trabajo de investigación la herramienta se emplea independientemente para el sistema de ecuaciones que rige la turbina de gas (ya que está desacoplado) y para el sistema que rige la caldera y el ciclo de vapor en conjunto.

Finalmente, cabe destacar que esta metodología desarrollada puede ser utilizada en otros problemas sin que se requiera un gran esfuerzo (contrariamente a lo que ocurre con los sistemas expertos, exclusivos para cada problema) siendo la caracterización de las ecuaciones el paso que hay que realizar más cuidadosamente.

Bibliografía

- [1] S. Harvey, C. Carcasci, T. Berntsson (2000). "Gas turbines in district heating combined heat and power systems: influence of performance on heating costs and emissions". *Applied Thermal Engineering*, 20:1075-1103.
- [2] Y. M. El-Sayed (1999). "Revealing the cost-efficiency trends of the design concepts of Energy-Intensive Systems". *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1599-1615.
- [3] M. Muñoz, M. Valdés, M. Muñoz (2002). *Turbomáquinas Térmicas. Fundamentos del Diseño Termodinámico*. Madrid: Ed. Sección de publicaciones ETSII.
- [4] B. Facchini, S. S. Stecco (1999). "Cooled Expansion in Gas Turbines: a Comparison of Analysis Methods". *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1207-1224.
- [5] J. L. Rapún (1999). *Modelo matemático del comportamiento de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor*. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.
- [6] P. J., Dechamps, Galopin J. F. (1997). "Once Through Heat Recovery Steam Generators Working With Sub- and Supercritical Steam Conditions for Combined Cycle". *Power-Gen. 97*. Vol. 3: 237-49.
- [7] A. Rovira, M.D. Durán, M. Valdés (2003b). "Optimización y Análisis Termoeconómico de Plantas de Ciclo Combinado". VI Congreso Iberoamericano de Engenharia Mecánica. Pag. 313-318. Coimbra, 2003.
- [8] A. Kostyuk, V. Frolov (1998). *Steam and Gas Turbines*. Moscow: Mir.

- [9] R. C. Spencer, K. C. Cotton, C. N. Canon. (1974). "A Method for Predicing the Performance of Steam Turbine Generators... 16500 kW and Larger". General Electric Publications.
- [10] J. H. Horlock (1992). Combined Power Plants. 1st edition. Oxford: Pergamon Press.
- [11] A. Crespo (1989). Mecánica de fluidos. Madrid: Ed. Sección de Publicaciones E.T.S.I.I.
- [12] A.M El-Gammal (1991). "An Algorithm and Criteria for Compressor Characteristics Real Time Modeling and Approximation". Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P. 113(1): 112-118.
- [13] A. Stamatis, K. Mathioudakis, K.D. Papailiou (1990). "Adaptative Simulation Of Gas Turbine Performance". Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P. 112(2): 168-175.
- [14] A. J. Chapman (1984). Transmisión del Calor. 3ª Edición. Madrid: Bellisco.
- [15] P. J. Dechamps (1998). "Advanced Combined Cycle Alternatives With the Latest Gas Turbines". Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P. Vol. 120(2): 350-357.
- [16] Y. S. H. Najjar (2001). "Efficient Use of Energy by Utilizing Gas Turbine Combined Systems". Applied Thermal Engineering, 21: 407-438.
- [17] J. F. Galopin (1998). "Going Supercritical: Once-Through is the Key", Modern Power Systems, 39-42.
- [18] K. Yamagata, K. Nishikawa, S. Hasegawa, T. Fujii, S. Yoshida (1972). "Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes". Int. J. Heat Mass Transfer 15: 2575-2593.
- [19] G. Scalabrin, L. Piazza (2003). "Analysis of forced convection heat transfer to supercritical carbon dioxide inside tubes using neural networks". Int. J. Heat and Mass Transfer, 46:1139-1154.

- [20] D. Squarer, T.Schulenberg, D. Struwe, Y. Okab, D. Bittermann, N. Aksan, C. Maraczy, R. Kyrki-Rajamäki, A. Souyri, P. Dumazh (2003). “High Performance Light Water Reactor”. Nuclear Engineering and Design, 221:167-180.
- [21] X. Cheng, T. Schulenberg, D. Bitterman, P. Rau (2003). “Design Analysis of Core Assemblies for Suoercritical Pressure Conditions”. Nuclear Engineering and Design, 223:279-294.
- [22] F. W. Dittus, L. M. K. Boelter (1930). Univ. Calif., Berkley , Publ. Eng. Vol. 2:443.
- [23] X. Cheng, T., Schulenberg (2001). Heat Transfer at Supercritical Pressures — Literature Review and Application to an HPLWR. Scientific report FZKA 6609, Forschungszentrum Karlsruhe.
- [24] R. Kehlhofer, J. Warner, H. Nielsen, R. Bachmann (1999). Combined Cycle Gas-Steam Turbine Powerplants. 2nd edition. Tulsa, Oklahoma: PennWell.
- [25] C. D. Weir, (1988). Estimating the performance of gas turbine heat-recovery boilers off.design, Proc. Instn. Mech.Engrs. V202 A4.
- [26] L. Burden, J. Douglas (1985). Análisis numérico. Grupo editorial Iberoamérica.
- [27] W. Rheinboldt (1974). Methods for solving systems of nonlinear equations. Philadelphia : Society for Industrial and Applied Mathematics.

4. MODELOS TERMONECONÓMICOS DE LOS CICLOS COMBINADOS

4.1. Introducción. Descripción de los modelos

Como se ha venido indicando en los capítulos anteriores, en el diseño de los ciclos combinados no sólo es muy importante el estudio termodinámico sino también el económico. A través de un estudio termodinámico se puede determinar cuáles son los factores más influyentes en el rendimiento del ciclo y cuáles son las principales fuentes de ineficiencias. Sin embargo, al aumentar el rendimiento de un diseño se suele encarecer el coste. En ese sentido nace la pregunta de hasta qué punto merece la pena seguir aumentando la inversión para ganar un poco más de rendimiento.

Como ya se ha indicado anteriormente y como se verá en el apartado de resultados, la modificación de algunos de los parámetros de diseño conduce a rendimientos termodinámicos máximos mientras que la de otros no. En estos últimos, sus valores se deben establecer según criterios técnicos. Con la introducción de los modelos termoeconómicos, aquellos parámetros con los que se obtenían máximos en el rendimiento pueden seguir proporcionando óptimos termoeconómicos –aunque los valores con los que se obtengan estos óptimos sean distintos– y en aquellos con los que no se conseguían óptimos termodinámicos sí se podrán alcanzar ahora termoeconómicos –cuando la ganancia en el rendimiento no compense el aumento del coste– y sus valores se puedan establecer sin necesidad de llegar a límites técnicos.

De ese modo, los modelos termoeconómicos aparecen para hallar un compromiso entre el rendimiento y el coste y dar respuesta a la cuestión anterior. Básicamente, son una herramienta que se utiliza con el fin de valorar los sistemas térmicos, no sólo termodinámicamente sino también considerando aspectos económicos.

Seguidamente se presentan distintas valoraciones económicas que se pueden realizar con estos modelos y se definen los modelos de coste de generación y de flujo de caja, que van a ser los que se utilicen en este trabajo; posteriormente se comparan ambos modelos. En el apartado 4.2 se desarrollan con detalle los dos modelos

utilizados. Finalmente, en el 4.3 se muestran las diversas aplicaciones en las que pueden ser empleados.

4.1.1. Tipos de valoraciones

Una valoración económica que se puede utilizar en el campo de la generación de energía eléctrica es el coste por “kilovatio instalado”, que simplemente es el cociente entre la inversión realizada y la potencia de la planta. Este criterio no conduce necesariamente a buenos resultados económicos, ya que una inversión pequeña no garantiza ni bajos costes de producción ni grandes beneficios. En la práctica sólo es utilizado para comparar costes entre plantas de potencia de diferente tecnología.

Una segunda valoración, de más utilidad, es el coste de producción de la energía (coste por kilovatio-hora producido). Ésta ha ganado mucho interés en los últimos años (Kehlhofer *et al.*, 1999 [1]) debido a la liberalización de los mercados eléctricos; cuanto menor sea el coste de producción más fácil será vender la energía a la red. El modelo de cálculo del coste de generación se presenta en el apartado 4.1.2.

Otro criterio bastante relacionado con el anterior (aunque diferente) es la valoración del beneficio o del flujo de caja anual de la central. La distinción entre este y el anterior puede llegar a ser confusa y requiere un estudio detallado (Rovira *et al.*, 2003a,b [2, 3]). El modelo se presenta en el apartado 4.1.3 y la comparación con el coste de generación en el 4.1.4.

Estos dos modelos (coste de generación y flujo de caja) han sido utilizados en diversos trabajos, por ejemplo (Kehlhofer, 1999 [1]; Horlock, 1992 [4]; Valdés *et al.* 2003 [5]; Liszka *et al.*, 2003 [6]).

Finalmente, se deben mencionar los modelos de coste exergético, a los que se hace una breve introducción en el apartado 4.2.5. Aunque su objetivo es el mismo que el de los anteriores (considerar conjuntamente factores termodinámicos y económicos), son de una complejidad mayor. Esta complejidad les otorga una gran capacidad para obtener resultados muy detallados pero también requieren un número mucho mayor de datos económicos que pocas veces están disponibles en la fase de diseño.

4.1.2. Modelo del coste de generación

Como ya se adelantó en el apartado 2.3.2, el coste de generación es el coste de producción de la energía y se suele expresar en €/kWh. Como se observa en la ecuación 4.1, tiene tres componentes: el coste de amortización, el gasto en combustible y el coste de operación y mantenimiento, todas ellas divididas por la cantidad total de energía generada durante un año de producción.

$$C_{kWh} = \frac{C_a + C_{comb} + C_{o-m}}{\tilde{W} \cdot h} \quad [4.1]$$

En el apartado 4.2 se describirán con más detalle cada una de estas componentes. Sin embargo de la ecuación anterior se puede deducir que, para cada turbina de gas, los diseños con mayor rendimiento (diseños con una mejor recuperación de calor de los gases de escape de la turbina de gas) obtendrán una mayor potencia media \tilde{W} (ecuación 4.2) –lo que aumenta el denominador de la ecuación 4.1– pero su coste de amortización C_a también será más elevado –lo que aumenta el numerador–.

$$\tilde{\eta} = \frac{\tilde{W}}{m_f \cdot PCI} \quad [4.2]$$

Por tanto deberá existir un diseño óptimo, como se observa de forma gráfica en la figura 4.1.

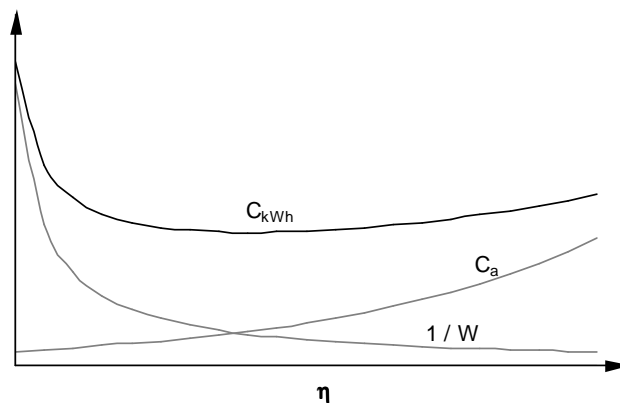


Fig. 4.1. Coste de generación, coste de amortización e inversa de la potencia generada en función del rendimiento de la planta.

4.1.3. Modelo del flujo anual de caja

El flujo de caja en un año de producción es, simplemente, el balance de los ingresos y de los costes de la planta durante dicho periodo. De ese modo, para un año genérico de producción se tiene:

$$B = I - C_a - C_{comb} - C_{o-m} \quad [4.3]$$

Los ingresos (I) se pueden expresar como:

$$I = P \cdot \tilde{W} \cdot h \quad [4.4]$$

Donde P es el precio de venta de la energía producida.

Teniendo en cuenta esta última expresión junto con la 4.1 se pueden relacionar ambos modelos según la ecuación:

$$B = (P - C_{kWh}) \cdot \tilde{W} \cdot h \quad [4.5]$$

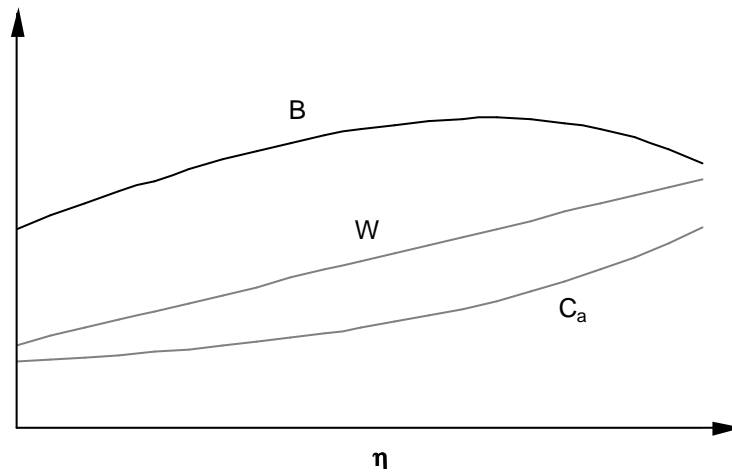


Fig. 4.2. Beneficio de la planta, potencia y coste de amortización en función del rendimiento del ciclo.

Con este modelo se puede hacer un razonamiento análogo al del apartado anterior: para una misma turbina de gas, los diseños de mayor rendimiento proporcionarán más potencia que los de menor rendimiento pero su coste de amortización será más elevado. De esa forma existirá un diseño con el que, para un precio de venta fijo (P), se obtenga un beneficio máximo, como se ilustra en la figura 4.2

4.1.4. Comparación de los modelos de flujo de caja y de coste de generación

Al poder definir varios modelos termoeconómicos, el estudio se puede realizar desde distintos puntos de vista. Si se realizara una optimización utilizando cada uno de los dos modelos propuestos separadamente los resultados serían distintos (aunque ambos alcanzarían un resultado con alto rendimiento a un coste razonable).

El criterio para la utilización de uno u otro modelo se debe basar en el objetivo de la optimización. Si existe una fuerte competencia dentro del mercado eléctrico y es difícil vender la energía generada se debe minimizar el coste de generación. Esto se logra equilibrando adecuadamente el coste y la potencia obtenida. Por el contrario, en un mercado regulado con los precios fijos, donde es fácil vender la energía, la optimización debe conducir a un diseño económicamente más rentable y se debe maximizar el flujo de caja. En este caso, una mejora en el rendimiento, con su consecuente incremento en la potencia obtenida, puede hacer aumentar los ingresos más que el coste de amortización.

Las ecuaciones siguientes muestran matemáticamente la diferencia entre las dos diferentes estrategias de optimización descritas.

Una vez seleccionada la turbina de gas se puede afirmar, por lo general, que el coste final de la planta (la inversión) será mayor en diseños con rendimientos mayores. Los óptimos para cada modelo deben satisfacer:

$$\frac{dB}{d\eta} = 0 \quad [4.6]$$

$$\frac{dC_{kWh}}{d\eta} = 0 \quad [4.7]$$

Considerando la ecuación 4.5, la derivada del beneficio con respecto al rendimiento es:

$$\frac{dB}{d\eta} = \frac{d}{d\eta} \left[(P - C_{kWh}) \cdot \tilde{W} \cdot h \right] = -\frac{dC_{kWh}}{d\eta} \cdot \tilde{W} \cdot h + (P - C_{kWh}) \cdot \frac{d\tilde{W}}{d\eta} \cdot h \quad [4.8]$$

Esta expresión evaluada en el punto de mínimo coste de generación (ecuación 4.7) resulta:

$$\frac{dB}{d\eta} = (P - C_{kWh}) \cdot \frac{d\tilde{W}}{d\eta} \cdot h \quad [4.9]$$

Que es positiva siempre que $P > C_{kWh}$. Es decir, cuando el coste de generación es mínimo, el beneficio sigue creciendo si se aumenta el rendimiento.

De ese modo, las curvas de la variación del flujo de caja y del coste de generación frente al rendimiento deben ser como se ilustra en la figura 4.3, donde el máximo flujo de caja se obtiene con mayor rendimiento que el mínimo coste de generación ($\eta_2 > \eta_1$).

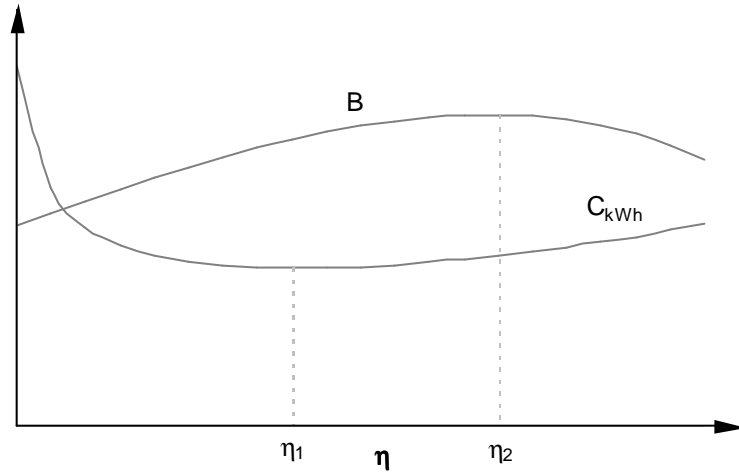


Fig. 4.3. Comparación entre el beneficio y el coste de generación.

4.1.5. Introducción a los modelos de coste exergético.

Estos modelos se empezaron a desarrollar a partir de los años 60 y 70 con los trabajos de Tribus, Evans y El-Sayed (Tribus y Evans, 1962 [7]; El-Sayed y Evans, 1970 [8]). Con los de Tsatsaronis y Winhold (1985 [9]), Frangopoulos (1987 [10]) y Lozano y Valero (1993 [11]) experimentaron un fuerte desarrollo hasta convertirse en una de las herramientas económicas más potentes para su aplicación a sistemas térmicos.

Su objetivo principal sigue siendo el mismo que el de los utilizados en el presente trabajo, es decir, optimizar el diseño de los sistemas térmicos para obtener un alto rendimiento considerando el coste. Se basan en la asignación de costes a cada uno de los flujos exergéticos del sistema. Esta asignación se realiza de manera análoga al cálculo de flujos de exergía en cada componente del sistema. La ecuación 4.10 expresa la aplicación del Segundo Principio a un componente cualquiera r del sistema, y la 4.11 expresa su balance de costes exergéticos:

$$\sum_{\text{entradas}} E_{j,r} = \sum_{\text{salidas}} E_{j,r} - (Q - T_0 \cdot J_S) + W + I_e \quad [4.10]$$

$$\sum_{\text{entradas}} C_j \cdot E_{j,r} + Z_r = \sum_{\text{salidas}} C_j \cdot E_{j,r} - C_Q \cdot (Q + T_0 \cdot J_S) + C_W \cdot W \quad [4.11]$$

En esta última intervienen tanto los costes de amortización y operación y mantenimiento (Z_r) como los costes asociados a los flujos exergéticos, que pueden ser costes asociados a las corrientes materiales (C_j , como el coste del combustible, el coste de producción de cualquier corriente e incluso costes medioambientales) o costes asociados a la producción o utilización de potencia mecánica (C_W) o calorífica (C_Q). En la práctica, la mayoría de los procesos pueden ser considerados adiabáticos, ya que no suele haber un aporte externo de calor sino un intercambio entre los flujos ($Q = J_S = 0$). Si además se introducen los términos asociados con la potencia mecánica dentro del segundo sumatorio la ecuación queda:

$$\sum_{\text{entradas}} C_j \cdot E_{j,r} + Z_r = \sum_{\text{salidas+W}} C_j \cdot E_{j,r} \quad [4.12]$$

De este modo se puede observar que el coste de los flujos exergéticos salientes del componente r (incluido el asociado con la producción o aporte de potencia mecánica) es mayor que el de las entradas debido por un lado al coste del componente (Z_r) y por otro a las pérdidas exergéticas (la exergía saliente es menor que la entrante).

En realidad los componentes o unidades r no se tienen que corresponder con unidades físicas sino que pueden ser imaginarias, para facilitar el proceso de cálculo. Del mismo modo los costes no tienen por qué asociarse a los flujos exergéticos completos, sino que puede existir un coste para la componente dependiente de la temperatura y otro para la dependiente de la presión. Las unidades imaginarias y la descomposición de la exergía las utilizan, entre otros, Frangopoulos (1987 [10]) y Lozano y Valero (1993 [11]). Tsatsaronis y Winhold (1985 [9]) siguen el proceso físico y material del sistema en su análisis.

También existen diferencias entre los modelos propuestos por los distintos autores en cuanto a qué componente asignar las irreversibilidades externas (como lo son la temperatura de los gases de escape). Esta cuestión tiene importancia ya que el componente (o componentes) al que le sean asignadas elevará más fuertemente el coste del flujo exergético a su paso por él.

Con la aplicación de estos modelos se obtiene un sistema de ecuaciones (una como la 4.12 por cada unidad r considerada) con el que se pueden obtener los costes de los flujos exergéticos (C_j , C_w y C_Q) para cada diseño propuesto. Posteriormente se optimiza la planta según algún criterio. Generalmente, la metodología suele ser utilizada para minimizar el coste derivado de la producción durante un año (es decir, la suma de los costes de amortización, del combustible y de operación y mantenimiento) obteniendo a su vez unas especificaciones dadas de la planta o del sistema, aunque el objetivo de la optimización puede ser cualquiera.

Como conclusión común a todos estos trabajos, se destaca el gran detalle que se obtiene en los resultados, ya que permiten conocer el coste de cada corriente en cada punto del sistema. Estas herramientas son sobre todo muy útiles, por ejemplo, en cogeneraciones, trigeneraciones u otro tipo de instalaciones industriales, donde es necesario conocer el coste de diversos productos (energía y calor, por ejemplo) o para estimar pérdidas económicas en averías. Sin embargo, si son utilizados en una primera fase de diseño, se deben estimar muchos costes que son generalmente difíciles de obtener.

Por otro lado, cuando existe un único producto, en la etapa de diseño sólo es necesario asignar el coste de dicho producto. Por tanto, el resultado obtenido mediante los análisis de coste exergético para el producto considerado (por ejemplo, la potencia obtenida por la planta) y el obtenido con el modelo que se propone para este trabajo conducen a resultados idénticos si el criterio de optimización es el mismo. Sin embargo, para estos últimos son necesarias menos estimaciones de costes y, de ese modo, queda justificado su uso para el trabajo de esta investigación, a pesar de su menor alcance en otras situaciones.

4.2. Desarrollo de los modelos

Para la valoración económica de las centrales, sea cual sea el modelo o la metodología utilizada, es necesario conocer los costes de producción de la planta. En este apartado se estudian con más detalle cada una de las componentes de dichos costes y se muestran las ecuaciones que permiten su cálculo. Finalmente se resume cómo quedan los modelos del coste de generación y del flujo de caja una vez introducidos estos cálculos.

4.2.1. Ecuación de costes

El coste total anual de producción de una planta de potencia se expresa como:

$$C_T = C_a + C_{comb} + C_{o-m} \quad [4.13]$$

Que como se observa tiene tres componentes, el coste de amortización (C_a), el gasto en combustible (C_{comb}) y el coste de operación y mantenimiento (C_{o-m}).

4.2.2. Coste de amortización

El cálculo del coste de amortización es uno de los pasos más importantes a la hora de conocer el coste total durante un año de producción. Éste es un coste fijo que, como explica Horlock (1992 [4]), se debe recuperar cada año para que al cabo de N años se obtenga toda la inversión inicial, actualizada al año N . De ese modo si cada año se recupera:

$$C_a = C_F \cdot \beta \quad [4.14]$$

siendo β el factor de carga de capital o de anualidad, al cabo de N años se habrá recuperado:

$$C_F \beta \cdot (1+i)^{N-1} + C_F \beta \cdot (1+i)^{N-2} + \dots + C_F \beta \cdot (1+i) + C_F \beta = C_F \cdot (1+i)^N \quad [4.15]$$

donde en el primer término de la igualdad aparecen las cantidades recuperadas cada año actualizadas al año N (el primer sumando es la cantidad recuperada en el año 1 y el último la del año N), y en el segundo término aparece la inversión inicial (igualmente actualizada). La ecuación se puede escribir:

$$\sum_{j=1}^N C_F \cdot \beta \cdot (1+i)^{N-j} = C_F \cdot (1+i)^N \quad [4.16]$$

Resolviendo la suma de la serie queda:

$$C_F \cdot \beta \cdot \frac{(1+i)^N - 1}{i} = C_F \cdot (1+i)^N \quad [4.17]$$

Y por tanto el factor de anualidad:

$$\beta = \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad [4.18]$$

De ese modo, el coste de amortización ($C_a = C_F \cdot \beta$) depende del coste total de la instalación, del número de años de amortización y de la tasa de descuento o interés.

El coste fijo de la planta (C_F) se puede expresar a su vez como:

$$C_F = C_{TG} + C_{CRC} + C_{CV} + C_{resto} \quad [4.19]$$

En este apartado se explica cómo se van a estimar los costes de la turbina de gas (C_{TG}), de la caldera (C_{CRC}) y del ciclo de vapor (C_{CV}). El resto de costes (C_{resto}) supone una partida importante del coste total. En él están incluidos el coste del terreno, el de la instalación y el montaje mecánico y eléctrico, los derivados de la ingeniería, transporte e impuestos. Su estimación es muy difícil e incluso depende de la ubicación de la planta. En Kehlhofer *et al.* (1999 [1]) se estima como aproximadamente el 50% del total de la inversión. Datos de otras fuentes (Attala *et al.*, 2001 [13]; Staff report, 2000a [14]) coinciden prácticamente con el valor anterior (lo estiman en torno al 40%). Para este trabajo se estimará como el 50% del coste total.

Coste de la turbina de gas:

Las turbinas de gas son el componente más estandarizado de los ciclos combinados. No se diseñan específicamente para cada caso sino que se selecciona la turbina más indicada de entre las disponibles en el mercado. Por tanto, su coste será el proporcionado por el fabricante.

Sin embargo estos costes siguen una tendencia muy clara, que depende de la potencia nominal de la turbina. En la figura 4.4 se representa el coste (datos del año 2000) de 164 turbinas comerciales de diversas firmas⁸. Este coste se presenta tanto en valor absoluto como por unidad de potencia (coste específico).

⁸ La base de datos de las características de las turbinas y sus precios fue obtenida de una versión de demostración del programa de simulación GTPRO® (Thermoflow®), con turbinas de ABB-Alstom, Allison, Ruston-EGT, GE, Siemens, Mitsubishi, Nuovo Pignone, Rols Royce, Solar, Turbopower y Westinghouse.

Como se observa, la tendencia del coste es lineal con respecto a la potencia. Así, el coste específico es una hipérbola y por tanto descendiente (por economías de escala) y asintótico.

Aunque para el trabajo se podían haber considerado los costes reales de las turbinas se decidió utilizar un modelo de regresión para estimarlo. El motivo es que se desea evaluar la influencia de la turbina de gas desde el punto de vista termoeconómico. Para ello es necesario poder modificar los parámetros de diseño de la turbina de gas de una forma controlada (aunque la turbina de gas obtenida así no exista como turbina comercial y, por tanto, su precio no sea real).

La recta de regresión se muestra en la ecuación 4.20 y se representa también en la figura 4.4.

$$C_{TG} \text{ (M€)} = 0.1788 \cdot W \text{ (MW)} + 3.0253 \quad [4.20]$$

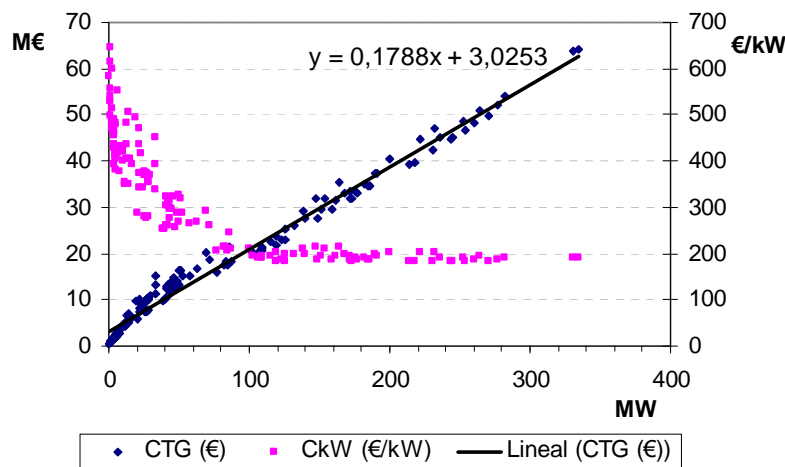


Fig. 4.4. Recta de regresión para estimar el coste de las turbinas de gas

Finalmente, en la bibliografía se pueden encontrar otros modelos para estimar el coste de cada uno de los componentes –compresores, cámaras de combustión y turbinas– (Valero *et al.* 1994a [15]). Como ya se ha indicado anteriormente estos son útiles cuando se desea realizar un análisis termoeconómico mediante modelos de coste exergético.

Coste de la caldera de recuperación de calor:

El coste de la caldera tiene varias componentes, como son la cantidad de material utilizado (dependiente directamente del tamaño), el coste del diseño, el del desarrollo, el de producción y el de la instalación así como los distintos impuestos y transporte de los materiales (Staff report, 2000b [16]).

Una buena estimación del coste sería aquella que tuviera en cuenta todos esos factores. El más importante es el tamaño de la caldera, que queda bien representado por la superficie total de intercambio de calor. El coste de los materiales tiene una relación directa con el tamaño y dicha superficie de intercambio de calor. El resto de costes se engloba como parte de C_{resto} en la ecuación 4.19. Éstos también varían, aunque en menor medida, con el tamaño de la caldera.

El objetivo del estudio termoeconómico es seleccionar los parámetros de diseño del ciclo combinado. En dicha fase del desarrollo de la planta aún no se conoce el diseño de la caldera, por tanto es necesario desarrollar un modelo que permita estimar su coste sin conocer su diseño. Una vez que se seleccionan los parámetros del ciclo ya se pueden conocer los requisitos que debe cumplir la caldera. El diseño detallado de una caldera que cumpla dichos requisitos con un área mínima de intercambio de calor se convierte en un problema que se desacopla del conjunto y puede ser tratado posteriormente (aunque no es el objetivo de esta investigación, sí se estudia en un trabajo paralelo en el departamento).

En la bibliografía se pueden encontrar diversos modelos propuestos por diferentes autores. Por ejemplo, Attala *et al.* (2001 [13]) proponen un modelo termoeconómico para el ciclo combinado desarrollado mediante datos reales que obtienen de un diseño de Nuovo Pignone. Para asignar el coste de algunos elementos parten de (Staff report, 2000b [16]) y modifican las correlaciones según sus datos. Para otros componentes desarrollan correlaciones propias. En lo referente a la caldera proponen la siguiente ecuación:

$$C_{CRC} = 17000 \cdot \sum_{secciones} \left(\frac{Q_i}{\Delta T_{LM}} \right)^{0.6} \quad [4.21]$$

Es decir, proponen que el coste de la caldera sea proporcional a $UA^{0.6}$. El valor de 17000 concuerda en mayor o menor medida con los datos que se muestran en la tabla A3.2 del anexo 3, obtenidos del análisis del mismo trabajo (Staff report, 2000b [16]). El mayor inconveniente del modelo es que no hace distinciones entre las distintas secciones de la caldera (economizadores, evaporadores y sobrecalentadores).

Por otro lado, Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero y Lozano (Valero *et al.*, 1994a [15]; Frangopoulos, 1994 [17]; Tsatsaronis y Pisa, 1994 [18]; Valero *et al.*, 1994b [19]) proponen el siguiente modelo de coste para una caldera de recuperación de una planta de cogeneración (con un economizador y un evaporador):

$$C_{CRC} = 3650 \cdot (UA_{ec}^{0.8} + UA_{ev}^{0.8}) + 11820 \cdot m_v + 658 \cdot m_g^{1.2} \quad [4.22]$$

Donde el coste se expresa en \$, los productos UA en \$(kW/K) y los gastos máxicos en kg/s. Se observa que el coste tiene una componente proporcional a $UA^{0.8}$ (que depende de la superficie total de intercambio de calor) y otras 2 que dependen del gasto de vapor y de gas respectivamente. El valor de 3650 de nuevo concuerda con los obtenidos de (Staff report, 2000b [16]) –que se muestran en la tabla A3.2 del anexo 3– para el caso de los evaporadores y economizadores, pero ahora usando el exponente 0.8 –columna 6 de dicha tabla–. Se puede observar que tanto el factor dependiente de los productos UA como los otros dos términos están muy correlacionados entre sí y con el tamaño de la caldera.

Este modelo también ha sido utilizado por Toffolo y Lazareto (2002 [20]).

Franco y Russo (2002 [21]) y Casarosa *et al.* (2003 [22]) proponen un modelo basado en (Staff report, 2000b [16]), en el que el coste es proporcional la superficie de intercambio de calor:

$$C_{CRC} = \sum_{ec} k_{ec} \cdot A_{ec,i} + \sum_{ev} k_{ev} \cdot A_{ev,i} + \sum_{sob} k_{sob} \cdot A_{sob,i} \quad [4.23]$$

Las áreas las calculan a partir del producto UA , considerando siempre los mismos coeficientes de transmisión de calor (U) para cada tipo de sección. Hay que advertir que en su modelo sólo tienen en cuenta el coste del material de las secciones (sin embargo el coste de la caldera es mucho mayor que sólo el del material). Por otro lado, no consideran la reducción del coste específico de la caldera con el tamaño (que es de esperar por economías de escala) ya que proponen una dependencia lineal entre el coste y el área de intercambio de calor.

En (Staff report, 2002 [23]) se propone una metodología para la estimación del coste de distintos tipos de intercambiadores de calor. Dicho coste se calcularía según la expresión:

$$C_{CRC} = C \cdot \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \quad [4.24]$$

Es decir, proporcional al producto UA . Sin embargo, el valor de C no es constante, sino que depende del propio UA (tamaño del intercambiador). Cuanto mayor sea el cambiador, menor será C . En el informe se proporcionan tablas con el valor de las constantes C para diversos tipos de cambiadores (aunque no aparecen los de gas-vapor ni gas-agua que se utilizan en las calderas de recuperación de calor) y para distintos valores de UA . Se propone una interpolación logarítmica para el cálculo de C dado un UA .

En las tablas también se indica el valor aproximado de U según el tipo de intercambiador. Se puede observar en ellas que el valor de U debe ser constante e independiente del tamaño del cambiador (independiente del producto UA). Con esto se deduce que la disminución de C con el tamaño es consecuencia de las economías de escala y no de un eventual incremento de U con el tamaño. Finalmente, se observa que el valor de C depende no sólo del tipo de cambiador y de su tamaño sino también de las presiones y temperaturas de trabajo y de los fluidos que circulan por él (ya que todos estos factores influyen también sobre U).

Finalmente, el programa GTPRO ® hace una estimación basada en el siguiente modelo:

$$C_{CRC} = \left(C_0 + \frac{C_1}{(C_2 + A)^{C_3}} \right) \cdot A \quad [4.25]$$

Aunque en la documentación del programa no aparece el valor de las constantes, se puede observar que el coste depende del área de intercambio de calor y que también tiene en cuenta la reducción del coste por economías de escala (el segundo sumando es menor cuanto mayor sea A).

Una vez analizados todos estos modelos, se propone para el trabajo presente la utilización del siguiente:

$$C_{CRC} = \sum_{econ} K_{ec} \cdot UA_{ec}^{0.8} + \sum_{evap} K_{ev} \cdot UA_{ev}^{0.8} + \sum_{sob} K_{sob} \cdot UA_{sob}^{0.8} \quad [4.26]$$

Donde los valores de los costes específicos (K) se obtienen de (Staff report, 2000b [12]) tabla A3.2 del anexo 3. Sus valores se expresan en la tabla 4.2.

En la tabla se observa que para el caso de calderas de paso único, como su diseño es igual al de las tradicionales excepto que no tienen calderín, la constante K de los intercambiadores que trabajen a baja temperatura se considerará igual que la de los economizadores mientras que la de los de alta temperatura se considera igual que la de los sobrecalentadores.

La razón por la que se estima el coste en función del producto UA de cada sección se fundamenta en que se desea estimar el coste antes de diseñar la caldera y por tanto el coste no puede depender del área, ya que ésta todavía no se conoce.

Por otro lado, el exponente 0.8 –usado en (Valero *et al.*, 1994a,b [15 y 19]; Frangopoulos, 1994 [17]; Tsatsaronis y Pisa, 1994 [18])– corrige el coste total para tener en cuenta la disminución del coste específico de la caldera debido a las economías de escala.

Finalmente no se considera la influencia de la presión de trabajo, ya que no se tienen datos suficientes para estimar su influencia y además no ha sido considerada en ningún antecedente (en el caso concreto de calderas de ciclo combinado o cogeneraciones).

Coste de la turbina de vapor:

Las turbinas de vapor son máquinas que no están tan estandarizadas como las de gas. En el mercado no existen tantos modelos y por tanto la estimación de su coste es difícil de obtener. Sin embargo es de esperar que dependa de la potencia al igual que las turbinas de gas (figura 4.4). Para este trabajo se realizaron diversas pruebas con una versión de demostración del programa GTPRO ®. En dicho programa la estimación se realiza mediante el siguiente modelo:

$$C_{TV} = \left(C_0 + \frac{C_1}{(C_2 + W)^{C_3}} \right) \cdot W \quad [4.27]$$

En la documentación del programa no se proporciona el valor de las constantes. Además, las limitaciones de la versión demostración impiden una extracción masiva de resultados de forma que se puedan estimar sus valores. Sin embargo si se pudo extraer una relación lineal⁹ (similar a la de la ecuación 4.20 para las turbinas de gas), que será la que se emplee para este trabajo:

$$C_{TV} (M€) = 0.115 \cdot W (MW) + 2.75 \quad [4.28]$$

⁹ Los datos utilizados para obtener la expresión se muestran en el anexo 3.

4.2.3. Gasto de combustible

El gasto en combustible es un coste variable, ya que depende directamente de la cantidad de energía producida. Se expresa en la siguiente ecuación:

$$C_{comb} = F \cdot \dot{m}_f \cdot PCI \cdot h \quad [4.29]$$

El precio del combustible se rige por la ley de la oferta y la demanda y, por tanto, es variable a lo largo del año. Se puede obtener de diversas fuentes. Para este trabajo se consideró como precio base (aunque se realizarán también análisis en los que se estudia su influencia en el apartado 5.3) el publicado en el BOE (que se modifica mensualmente) como máximo para gas natural de uso como materia prima. Su valor para octubre de 2003 era de 0.013 €/kWh.

El gasto másico de combustible depende de la turbina de gas seleccionada y de su punto de funcionamiento, el poder calorífico (PCI) también depende del combustible y, finalmente, el número de horas de funcionamiento al año se suele estimar entre 6000 y 8000. En el apartado 4.2.5 se reúnen todos estos valores junto con los utilizados para el cálculo del coste de amortización.

La ecuación 4.29 se puede expresar también como:

$$C_{comb} = F \cdot \frac{\tilde{W} \cdot h}{\tilde{\eta}} \quad [4.30]$$

Donde se observa claramente su carácter variable (es decir, dependiente de la producción) y además se observa la influencia del rendimiento de la planta; si dos centrales producen la misma energía eléctrica, el gasto en combustible será menor en la de mayor rendimiento.

4.2.4. Coste de operación y mantenimiento

Como se indicó en el capítulo 2, el coste de operación y mantenimiento incluye los gastos que se derivan del propio funcionamiento de la central y de su mantenimiento.

Se compone de una parte fija y otra variable. La componente fija la suelen conformar los costes administrativos, seguros, parte del mantenimiento y los gastos de personal. Por otro lado, en la componente variable aparecen los coste derivados de la operación, el mantenimiento y las reparaciones o revisiones, que dependen de la producción.

No es sencillo calcular de manera precisa estos costes. Sin embargo se puede estimar el total como una fracción del coste total de la planta durante un año de producción. Esta fracción en las centrales térmicas suele ser el 10% (Naughten, 2003 [12]). De ese modo se puede expresar como:

$$C_{o-m} = 0.1 \cdot C_T = 0.1 \cdot (C_a + C_{comb} + C_{o-m}) \quad [4.31]$$

Y por tanto:

$$C_{o-m} = \frac{0.1}{0.9} \cdot (C_a + C_{comb}) \quad [4.32]$$

Esta estimación sigue siendo congruente con sus componentes fija y variable, ya que se pueden expresar dichas componentes como:

$$\begin{aligned} C_{o-m \text{ fija}} &= \frac{0.1}{0.9} \cdot C_a \\ C_{o-m \text{ variable}} &= \frac{0.1}{0.9} \cdot C_{comb} \end{aligned} \quad [4.33]$$

Que son fija y variable respectivamente.

4.2.5. Estado final de los modelos

En este apartado se resume el estado final de los modelos termoeconómicos que se van a emplear en este trabajo. Se muestran, en forma de tabla, las expresiones matemáticas y el valor por defecto de las constantes que se van a emplear, aunque se harán análisis en los que se modifiquen alguno de los valores.

Tabla 4.1. Expresiones de los modelos termoeconómicos

Modelo del coste de generación	Modelo del flujo de caja
$C_{kWh} = \frac{C_T}{\tilde{W} \cdot h}$	$B = I - C_T$
$C_T = C_{comb} + C_a + C_{o-m}$	$I = P \cdot W \cdot h$
$C_{comb} = F \cdot \frac{W \cdot h}{\eta}$	$C_a = C_F \beta$ $C_{o-m} = 0.1 \cdot C_T$
$C_F = C_{TG} + C_{CRC} + C_{TV} + C_{resto}$	$C_{resto} = 0.5 \cdot C_F$ $\beta = \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1}$
$C_{TG} = C_{1TG} \cdot W_{TG} + C_{2TG}$	
$C_{CRC} = \sum_{econ} K_{ec} \cdot UA_{ec}^{0.8} + \sum_{evap} K_{ev} \cdot UA_{ev}^{0.8} + \sum_{sob} K_{sob} \cdot UA_{sob}^{0.8}$	
$C_{TV} = C_{1TV} \cdot W_{TV} + C_{2TV}$	

Tabla 4.2. Valores de los parámetros y constantes económicas

Parámetros económicos	Valores de las constantes de los modelos	
$h = 7000$ (horas/año)*	$K_{ec} = 2500$ (€/kW·K) ^{0.8}	$C_{1TG} = 0.1788$ (M€/MW)
$P = 3.89$ (c€/kWh)	$K_{ev} = 4000$ (€/kW·K) ^{0.8}	$C_{2TG} = 3.0253$ (M€)
$F = 1.30$ (c€/kWh)	$K_{sob} = 8000$ (€/kW·K) ^{0.8}	$C_{1TV} = 0.115$ (M€/MW)
$i = 0.10$ *	$K_{sc,baja T} = 2500$ (€/kW·K) ^{0.8}	$C_{2TV} = 2.75$ (M€)
$N = 15$ (años)*	$K_{sc,alta T} = 8000$ (€/kW·K) ^{0.8}	

* Los valores seleccionados son los habituales en los estudios de este tipo, si bien están del lado conservador ya que el número de horas que trabaja una central de base es mayor a 7000h, la tasa de interés suele ser menor del 10% y el periodo de amortización puede llegar hasta 25 años.

4.3. Aplicaciones

En este apartado se presentan las posibles aplicaciones de los modelos termoeconómicos, es decir, qué tipo de estudios, análisis u optimizaciones se pueden realizar con ellos. Esta presentación se realiza de forma teórica, pero con ella se da pie al capítulo de resultados y se justifica el porqué de la obtención de cada uno de ellos. Como se verá a lo largo del apartado, estos análisis también son la base de la metodología de diseño propuesta a partir de los resultados obtenidos.

4.3.1. Influencia y optimización de los parámetros de diseño del ciclo combinado.

En el capítulo 2 se presentaron los parámetros de diseño más importantes de los ciclos combinados, relacionados con el ciclo de gas, la caldera de recuperación y el ciclo de vapor.

El estudio termodinámico de estos parámetros, es decir, su influencia sobre la potencia y el rendimiento del ciclo principalmente y la cuantificación de las irreversibilidades, ha sido desarrollado desde el comienzo de los ciclos combinados. Por tanto, las tendencias que hay que seguir en el diseño para aumentar el rendimiento de la planta son, en principio, conocidas o determinables. Sin embargo, como también se ha expuesto puntualmente durante el desarrollo de la tesis, el aumento del rendimiento suele implicar inversiones más altas y es necesario llegar a una solución de compromiso.

Al contrario que en la mayoría de los análisis termodinámicos, los análisis termoeconómicos no presentan a simple vista tendencias claras y es necesario evaluarlos para adquirir dicho conocimiento. De esa forma, un primer análisis muy útil en el diseño de este tipo de plantas es estudiar la influencia de los parámetros de diseño sobre los resultados económicos o termoeconómicos, para seleccionar los valores que mejor resultado otorguen.

En el caso de la turbina de gas, al ser un elemento tan estandarizado, no tiene sentido “barrer” el valor de cada uno de sus parámetros de diseño. Sin embargo, sí es muy útil hallar las tendencias que se obtienen cuando se modifica el tamaño de la

turbina y cuando se varía temperatura de escape. En el primer caso los análisis se centrarán en la variación del gasto másico de aire. Aunque variando este parámetro no son de esperar grandes variaciones en los resultados termodinámicos, sí caben esperar cambios en los resultados económicos debido a las economías de escala de los componentes. En el segundo caso, el aumento de temperatura de los gases de escape puede venir provocado por distintos factores, pero principalmente por la temperatura de entrada en la turbina y por la relación de compresión. Es de esperar que estos parámetros determinen qué tipo de configuración usar en la caldera de recuperación. Por otro lado, también es interesante evaluar las tendencias cuando se aplican las diferentes tecnologías que se han comentado en los capítulos anteriores (combustión secuencial, refrigeración con agua-vapor del ciclo de vapor e incluso el uso de ciclos regenerativos).

Por lo que se refiere a los parámetros de diseño de la caldera de recuperación, se debe destacar la gran flexibilidad que tiene el diseñador a la hora de elegirlos, ya que este componente se diseña “a medida” para el ciclo. Por este motivo no es sólo interesante sino necesario analizar la influencia sobre los resultados termoeconómicos. Esta influencia a priori es muy difícil de apreciar; por ejemplo, se sabe que la reducción del pinch point aumenta el rendimiento del ciclo y el coste, pero no se puede estimar qué tendencia será más importante y si dependerá o no de otros parámetros (como la presión del calderín, la temperatura de entrada de los gases a la caldera o del número de niveles de presión y de cuál de ellos se esté modificando). En este caso es muy posible que todos los parámetros de diseño influyan entre sí y su estudio debe ser muy detallado. Por otro lado, existen numerosas configuraciones distintas (incluso más que en el caso de la turbina de gas) que deben ser analizadas (que incluyan o no recalentamiento, distintos niveles de presión y configuraciones de los intercambiadores de calor, presiones supercríticas, etc.).

Finalmente, los restantes parámetros del ciclo de vapor no se analizarán (los más influyentes derivan del diseño de la caldera) ya que su valor se suele determinar en base a criterios técnicos (temperatura de alimentación, presión del desgasificador o

extracciones). Un caso aparte sería la presión de condensación, pero como también se ha dicho ya, en esta investigación su valor se impone como dato y no se estudia el diseño del condensador.

Con todos estos análisis se pueden conocer y determinar las tendencias que se deben seguir en el diseño de la planta según los dos modelos termoeconómicos propuestos, aunque muchas veces dependerán del caso particular y no se podrán generalizar los resultados obtenidos (cuestión que también ocurre en los estudios puramente termodinámicos). Sin embargo estos análisis presentan carencias en dos aspectos. Uno deriva de la multitud de configuraciones posibles y será analizado en el apartado 4.4.3. El otro es el estudio termoeconómico a cargas parciales, que se desarrolla en el siguiente apartado.

4.3.2. Aplicación al estudio a cargas parciales. Curva de oferta

El estudio termoeconómico de los parámetros de diseño permite tomar decisiones relativas al diseño del ciclo. Sin embargo, durante el ciclo de vida de la central, el punto de funcionamiento muchas veces no será el nominal (cuando la planta trabaja a carga parcial). De ese modo, es necesario, tanto para el diseño del ciclo como para su operación, conocer su comportamiento termoeconómico a todas las cargas en las que se pueda utilizar.

Desde este punto de vista se consideran interesantes dos estudios. El primero de ellos sería conocer el comportamiento de la central cuando trabaja a cargas parciales. El segundo sería comparar las distintas configuraciones y tecnologías disponibles. En esta ocasión se debe poner especial atención en las tecnologías desarrolladas para mejorar la operación a carga parcial (como las turbinas de gas con compresor de geometría variable o las configuraciones con varias turbinas de gas y un solo ciclo de vapor).

Estos estudios se deben elaborar con los dos modelos termoeconómicos propuestos. El modelo del flujo de caja permite establecer cuál es el rango de potencias en el que la planta es rentable y por lo tanto su utilización es muy útil en la

fase de diseño del ciclo. Por otro lado, el modelo del coste de generación permitirá establecer las curvas del coste de producción de la energía y el precio de venta a partir del cual se debe parar la producción, así como la curva de oferta. Es, por tanto, especialmente útil en la operación de la central.

4.3.3. Análisis de inversiones

Como se ha introducido en el apartado 4.4.1, debido al gran número de configuraciones de diseño posibles, el análisis termoeconómico con los modelos propuestos introduce cierta incertidumbre cuando se comparan entre sí las distintas configuraciones de la caldera y del ciclo de vapor (de las turbinas de gas no, ya que su coste sí es conocido). Aunque estas comparaciones pueden efectuarse, los modelos son especialmente fiables cuando se comparan ciclos iguales con distintos parámetros de diseño o distintas condiciones operativas, pero se pierden precisión cuando “salta” de una configuración a otra debido a la dificultad de encontrar datos económicos reales.

En la práctica, además, las empresas productoras de energía encargan el diseño de las plantas de potencia a los fabricantes. Estos fabricantes responden proporcionando sus diseños como proyectos “llave en mano”; es decir, ofertan una potencia con unas especificaciones de rendimiento y un presupuesto determinado. De ese modo, lo interesante para el productor de energía es saber cuánto se puede incrementar la inversión en una planta para mejorar el rendimiento en una cantidad dada sin que los resultados económicos se vean reducidos.

Kehlhofer (1999 [1]) propone una metodología para evaluar la inversión de las centrales que permite, además, estudiar la viabilidad de reconvertir centrales de tecnología antigua a ciclo combinado. Ésta metodología puede ser adaptada (y ampliada al uso de los dos modelos termoeconómicos que se utilizan en este trabajo) para poder solventar los problemas anteriores. Esta adaptación se desarrolla a continuación.

Para el caso del modelo del flujo de caja, un aumento de la inversión será aconsejable siempre que el beneficio de la planta con el diseño de mayor rendimiento

sea mayor. El valor límite del incremento de la inversión viene determinado por la siguiente ecuación:

$$B_1 = I_1 - C_{a1} - C_{comb1} - C_{o-m1} = I_2 - C_{a2} - C_{comb2} - C_{o-m2} = B_2 \quad [4.34]$$

Donde el subíndice 1 se corresponde con el diseño de menor rendimiento y el 2 con el de mayor ($\eta_2/\eta_1 > 1$).

Si se supone fija la turbina de gas (se comparan diferentes configuraciones del ciclo de vapor y de la caldera) y suponiendo muy bajos el coste de operación y mantenimiento (o incluyendo su parte fija dentro del coste de amortización y la variable en el gasto de combustible), la expresión anterior se transforma en:

$$C_{a2} = C_{a1} + I_1 \cdot \left(\frac{I_2}{I_1} - 1 \right) \quad [4.35]$$

Por otro lado, al ser la turbina de gas la misma se cumple la siguiente expresión:

$$\frac{I_2}{I_1} = \frac{W_2}{W_1} = \frac{\eta_2}{\eta_1} \quad [4.36]$$

y, por tanto, la ecuación 4.35 se puede escribir como:

$$C_{a2} = C_{a1} + I_1 \cdot \left(\frac{\eta_2}{\eta_1} - 1 \right) \quad [4.37]$$

Finalmente:

$$\frac{C_{a2} - C_{a1}}{C_{a1}} = \frac{I_1}{C_{a1}} \cdot \left(\frac{\eta_2 - \eta_1}{\eta_1} \right) \quad [4.38]$$

En esta última expresión se observa que el aumento en porcentaje del coste de amortización (y, por tanto, de la inversión) puede ser a lo sumo I_1/C_{a1} veces mayor que el aumento del rendimiento en porcentaje (en el anexo 4 se muestra un ejemplo

completo donde se pueden encontrar datos para un caso concreto). Si el aumento de la inversión es menor, el diseño con mayor beneficio (subíndice 2) será mejor en términos económicos.

Para el modelo del coste de generación, la ecuación equivalente a la 4.34 sería la siguiente:

$$C_{kWh1} = \frac{C_{a1} + C_{comb1} + C_{o-m1}}{W_1 \cdot h} = \frac{C_{a2} + C_{comb2} + C_{o-m2}}{W_2 \cdot h} = C_{kWh2} \quad [4.39]$$

Al igual que antes, si se utiliza la misma turbina de gas en los dos diseños, se despeja C_{a1} y C_{a2} y se restan se obtiene:

$$C_{a2} - C_{a1} = C_{kWh2} \cdot W_2 \cdot h - C_{kWh1} \cdot W_1 \cdot h = C_{kWh1} \cdot (W_2 - W_1) \cdot h \quad [4.40]$$

Teniendo en cuenta la ecuación 4.36:

$$\frac{C_{a2} - C_{a1}}{C_{a1}} = \frac{C_{kWh1} \cdot W_1 \cdot h}{C_{a1}} \cdot \left(\frac{\eta_2 - \eta_1}{\eta_1} \right) \quad [4.41]$$

En este caso, el aumento en porcentaje del coste de la inversión puede ser $\frac{C_{kWh1} \cdot W_1 \cdot h}{C_{a1}}$ veces mayor que el aumento del rendimiento en porcentaje. Este factor es ligeramente menor que el anterior ya que $I > C_{kWh} \cdot W \cdot h$, por lo tanto, el aumento máximo en la inversión podrá ser también ligeramente inferior.

4.3.4. Variación del precio de combustible y tasación por emisiones de CO_2

Otra aplicación de gran interés de los modelos termoeconómicos consiste en el análisis del precio del combustible. Con él se puede estimar la variación del coste de producción ante eventuales cambios del precio del combustible. Será interesante cuantificar la diferencia que existe entre las plantas con mayor o menor coste fijo. Del mismo modo se puede establecer la viabilidad de la planta (analizando el beneficio) o

estimar cuándo debe ser parada la producción ante las subidas del precio del combustible.

El análisis de las tasaciones por emisiones de CO₂ sería análogo ya que, si no existe ningún tipo de confinamiento o captura del CO₂, las emisiones son proporcionales al consumo y, por tanto, el resultado es una subida del precio del combustible.

Bibliografía

- [1] R. Kehlhofer, J. Warner, H. Nielsen, R. Bachmann (1999). Combined Cycle Gas-Steam Turbine Powerplants. 2nd edition. Tulsa, Oklahoma: PennWell.
- [2] A. Rovira, M. Valdés, M. D. Durán (2003a). “Modelos Termoeconómicos Aplicados al Análisis de Ciclos Combinados”. III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Pag. 879-893. Valencia, 2003.
- [3] A. Rovira, M. D. Durán, M. Valdés (2003b). “Optimización y Análisis Termoeconómico de Plantas de Ciclo Combinado”. VI Congreso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Pag. 313-318. Coimbra, 2003.
- [4] J. H. Horlock (1992). Combined Power Plants. 1st edition. Oxford: Pergamon Press.
- [5] M. Valdés, M. D. Durán, A. Rovira (2003), “Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms”. Applied Thermal Engineering, 23(17):2169-2182.
- [6] M. Liszka, G. Manfrida, A. Ziebig (2003). “Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant”. Energy Conversion and Management, Vol 44(7): 995-1012.
- [7] M. Tribus, R. B. Evans (1962). “A Contribution to the Theory of Thermoeconomix”. UCLA Report nº 62-36.

- [8] Y. M. El-Sayed, R. B. Evans (1970). “Thermoeconomics and the Design of Heat Systems”. Trans. ASME J. Engng. Power 92: 27–34.
- [9] G. Tsatsaronis, M. Winhold. (1985). “Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants. Part I. –A New General Methodology”. Energy–The International Journal. Vol. 10 (1): 69-80.
- [10] C. A. Frangopoulos (1987). “Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization”. Energy 12(7): 563-571.
- [11] M. A. Lozano, A. Valero (1993). “Theory of the Exergetic Cost”. Energy. Vol. 18(9):39-60.
- [12] B. Naughten, (2003). “Economic Assessment of Combined Cycle Gas Turbines in Australia. Some Effects of Microeconomic Reform and Technological Change”. Energy Policy 31 (3): 225-245.
- [13] L. Attala, B. Facchini, G. Ferrara (2001). “Thermoeconomic Optimization Method as Design Tool in Gas-Steam Combined Plant Realization”. Energy Conversion and Management; Vol. 42; pp. 2163-2172.
- [14] Staff report (2000a). Evaluation of Innovative Fossil Fuel Power Plants with CO₂ Removal. EPRI Report 1000316.
- [15] A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, G. Tsatsaronis, J. Pisa, C. Frangopoulos, M. von Spakovsky (1994a). “CGAM Problem: Definition and Conventional Solution”. Energy 19(3): 279-286.
- [16] Staff report (2000b). “Use of the HXSDN Program to Size and Estimate the Cost of a Heat Recovery Steam Generator”. Technical Report EPI TB-102, Energy Planners International. www.energyplan.com.
- [17] C. A. Frangopoulos (1994). “Application of the Thermoeconomic Functional Approach to the CGAM Problem”. Energy, Vol. 19(3):323-342.

- [18] G. Tsatsaronis, J. Pisa (1994). “Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems. Application to the CGAM Problem”. *Energy*, Vol. 19(3):287-321.
- [19] A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, C. Torres (1994b). “Application of the Exergetic Cost to the CGAM Problem”. *Energy*, Vol. 19(3):365-381.
- [20] A. Toffolo, A. Lazzaretto (2002). “Evolutionary Algorithms for Multi-Objective Energetic and Economic Optimization in Thermal System Design”. *Energy* 27: 549–567.
- [21] A. Franco, A Russo (2002). “Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimisation of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters”, *International Journal of Thermal Sciences* 41: 843-859.
- [22] C. Casarosa, F. Donatini, A. Franco (2003). “Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants”. *Energy* 29(3): 389-414.
- [23] Staff report (2002). “Selection and Costing of Heat Exchangers”. ESDU Report 92013.

5. RESULTADOS

El capítulo de resultados se divide en cinco subapartados. En ellos se estudia en primer lugar la influencia de los parámetros de diseño del ciclo de gas y de la caldera de recuperación sobre el comportamiento del ciclo combinado, tanto desde el punto de vista termodinámico como económico. Posteriormente se muestran los resultados obtenidos de la simulación a cargas parciales para las distintas configuraciones seleccionadas.

Para evaluar la robustez de los resultados obtenidos se realiza un análisis de sensibilidad frente al precio del combustible, tasa de interés y otros factores que siempre se han considerado como fijos. Posteriormente, en el cuarto apartado se propone una metodología destinada a la ayuda del diseño de plantas de ciclo combinado, que sintetiza las directrices a seguir según las tendencias obtenidas y estudiadas hasta el momento. Finalmente, el último apartado es una validación del programa de simulación con datos de ciclos ya instalados en España.

5.1. Análisis de los parámetros de diseño

5.1.1. Parámetros de la turbina de gas

El estudio de los parámetros de diseño comienza por los de la turbina de gas. El objetivo de este estudio es conocer la influencia de los principales parámetros de la turbina de gas sobre las prestaciones del ciclo combinado y sus resultados económicos. De ese modo se podrá determinar qué tipo de turbina seleccionar atendiendo a las necesidades de potencia donde se desea instalar el ciclo combinado, que será la primera decisión de gran relevancia en el diseño de la planta.

El estudio se realiza simulando el ciclo en su punto nominal –a plena carga– pero modificando los principales parámetros, que son el gasto másico de aire, la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina. Los resultados que se obtendrán serán la potencia y el rendimiento cuando se trate de análisis termodinámicos y el coste y el flujo de caja cuando trate de análisis termoeconómicos.

Resultados termodinámicos de la turbina de gas

Como resultados del estudio termodinámico de la turbina de gas se muestran el rendimiento y la potencia de dicha turbina cuando se modifica la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina. Los resultados obtenidos, que son los clásicos en estos ciclos, se muestran frente a la temperatura de escape de la turbina, lo que se considera importante porque, como se verá más adelante, es uno de los principales factores que afectan al rendimiento de la caldera de recuperación de calor.

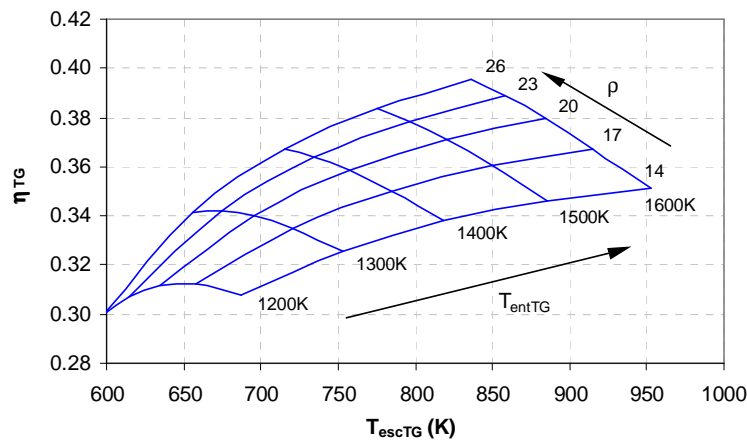


Fig. 5.1. Rendimiento de la turbina de gas en función de la relación de compresión y de la temperatura de entrada a la turbina.

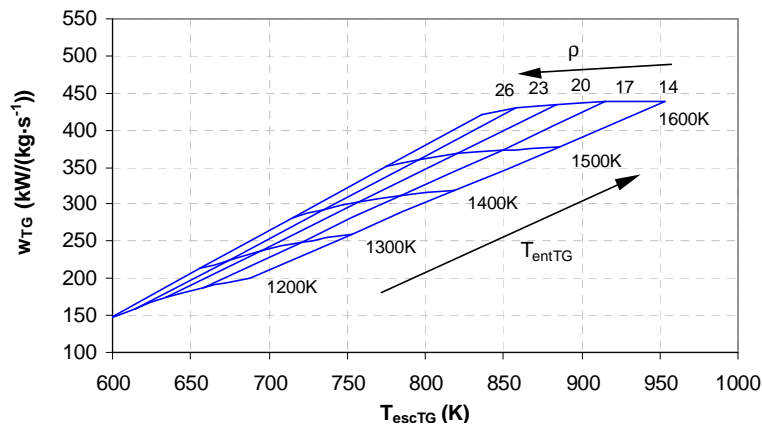


Fig. 5.2. Trabajo específico de la turbina de gas en función de la relación de compresión y de la temperatura de entrada a la turbina.

La figura 5.1 muestra el rendimiento una turbina de gas de ciclo simple y la 5.2 el trabajo específico frente a la temperatura de escape. Los valores de la relación de compresión y de la temperatura de escape utilizados se modifican dentro de los rangos usuales, aunque se pueden encontrar relaciones de compresión y temperaturas de combustión mayores. La razón de acotar el dominio de variación de los parámetros radica en que, además de que los resultados son perfectamente conocidos, se seleccionan de forma que todas las configuraciones puedan ser simuladas en todos los puntos del dominio y no se den combinaciones que lleven a ciclos combinados “imposibles” debido a muy altas o muy bajas temperaturas de entrada a la caldera.

Se representa el trabajo específico ya que el gasto másico es un factor de escala que no interviene en los resultados termodinámicos. Como era de esperar, en ellas se observa que tanto la potencia como el rendimiento tienden a alcanzar un máximo cuando se varía la relación de compresión. En el caso del rendimiento se observa que, para 1200 K y 1300 K de temperatura de entrada a la turbina, el máximo se alcanza dentro de los valores estudiados, mientras que a mayores temperaturas el máximo se encontraría con mayor relación de compresión. En el caso del trabajo específico se observa que el máximo se encontraría con menor relación de compresión. Por otro lado, en el caso de la temperatura de entrada a la turbina, se observa que tanto el rendimiento como la potencia y la temperatura de escape aumentan con ella.

Resultados termodinámicos del ciclo combinado

Los siguientes resultados que se muestran son los correspondientes a la simulación de los ciclos combinados. Éstos dependerán de la configuración de la caldera seleccionada. A continuación se muestran resultados para configuraciones de 1P, 2P, 2PR y 3PR (definidos en el apartado 2.2.3). Los parámetros de diseño de la caldera permanecen fijos ya que de lo que se trata es de estudiar la influencia de los de la turbina de gas. La optimización de los parámetros de la caldera se realiza en el apartado 5.1.2 y, como se verá, no son tan influyentes en comparación con los de la turbina de gas, por lo que queda justificado que permanezcan constantes en esta fase del estudio.

Para la configuración de 1P los parámetros de diseño son los siguientes¹⁰:

Tabla 5.1. Parámetros de diseño del ciclo 1P

Parámetro	Valor
P (bar)	42
PP (K)	3
AP (K)	2
T _{sal} (K)	800

Los resultados, al igual que antes, se muestran en función de la temperatura de escape de la turbina de gas, y los parámetros que se varían son la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina.

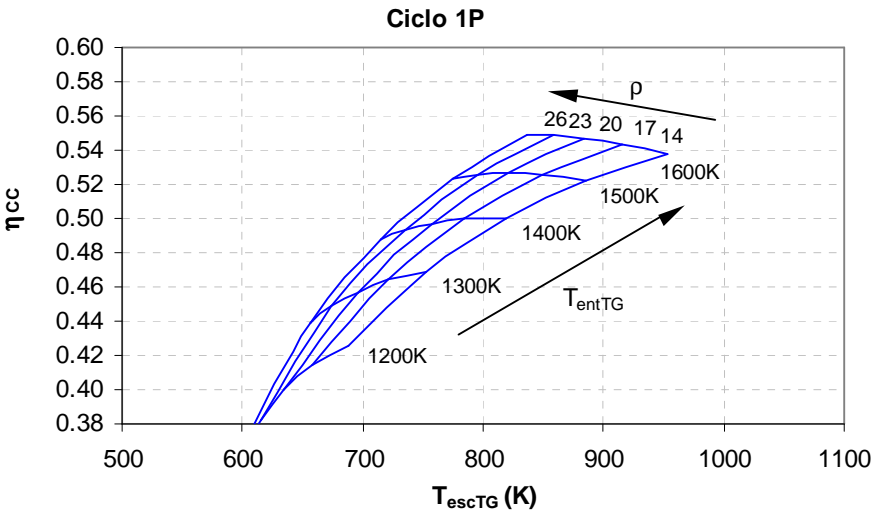


Fig. 5.3. Rendimiento del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

¹⁰ Estos parámetros son los obtenidos para alcanzar un mínimo coste de generación si se utiliza la turbina de gas que se muestra en la tabla 5.7. Los parámetros de diseño de las tablas 5.2-5.4 son nuevamente los óptimos para la misma turbina de gas, pero con las CRC distintas.

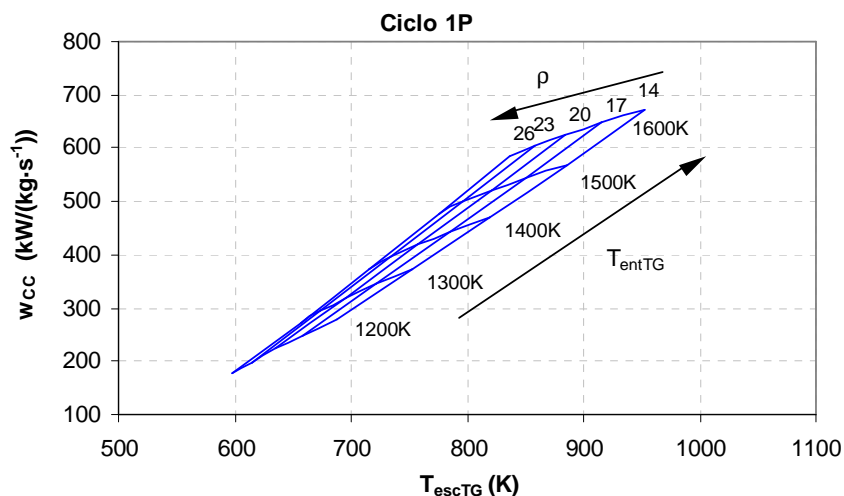


Fig. 5.4. Potencia específica del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

La figura 5.3 muestra el rendimiento del ciclo. Se observa que es posible encontrar un rendimiento óptimo variando la relación de compresión, y que cuanto mayor sea la temperatura de entrada a la turbina, dicha relación de compresión deberá ser mayor. Este comportamiento es similar al de la turbina de gas aislada, si bien el rendimiento del ciclo combinado es notablemente mayor y además el máximo se encuentra con menor relación de compresión. Este hecho se debe a que al disminuir la relación de compresión aumenta la temperatura de entrada a la caldera (a igualdad de temperatura de entrada a la turbina), lo que favorece la producción de vapor. De ese modo, la tendencia es similar a la de la turbina de gas, pero desplazada hacia la derecha en el eje de temperaturas. Por otro lado, se observa que el rendimiento del ciclo siempre aumenta al elevar la temperatura de entrada a la turbina.

En la figura 5.4 se representa el trabajo específico del ciclo combinado (en relación al gasto de aire de la turbina de gas), ya que el efecto del gasto másico se puede considerar como un efecto de escala, que no influye en los resultados termodinámicos. El resultado más destacable es que la potencia del ciclo combinado siempre aumenta al aumentar la temperatura de escape de la turbina de gas. Este

aumento es mayor cuando se modifica la temperatura de entrada a la turbina que cuando se modifica la relación de compresión.

Las figuras correspondientes a otras configuraciones son muy similares. A continuación se muestran dichas figuras y los parámetros de diseño de la caldera de cada una de las configuraciones.

Para la configuración 2P los parámetros de diseño son los siguientes:

Tabla 5.2. Parámetros de diseño de la configuración 2P

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
P_{AP} (bar)	90	P_{BP} (bar)	5
PP_{AP} (K)	10	PP_{BP} (K)	10
AP_{AP} (K)	3	AP_{BP} (K)	5
$T_{sal, AP}$ (K)	795	DT_{BP} (K)	20

El rendimiento y la potencia específica de la planta se muestran en las figuras 5.5 y 5.6.

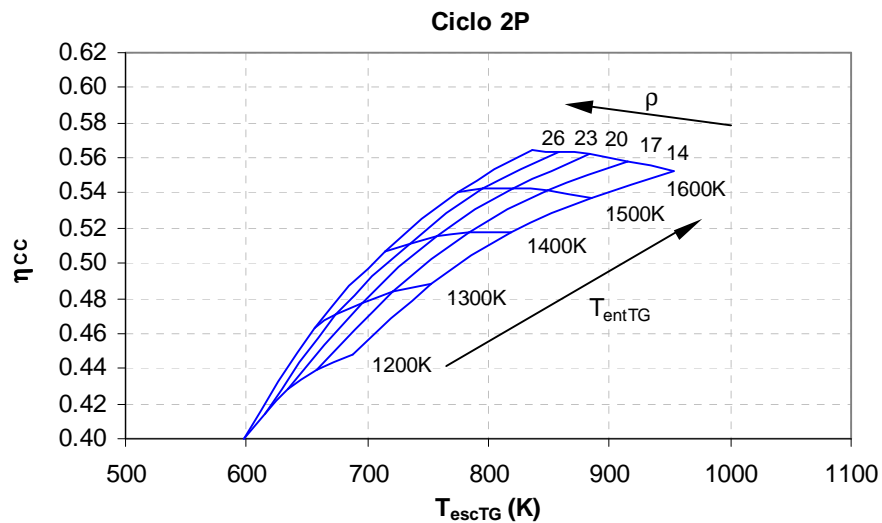


Fig. 5.5. Rendimiento del ciclo 2P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

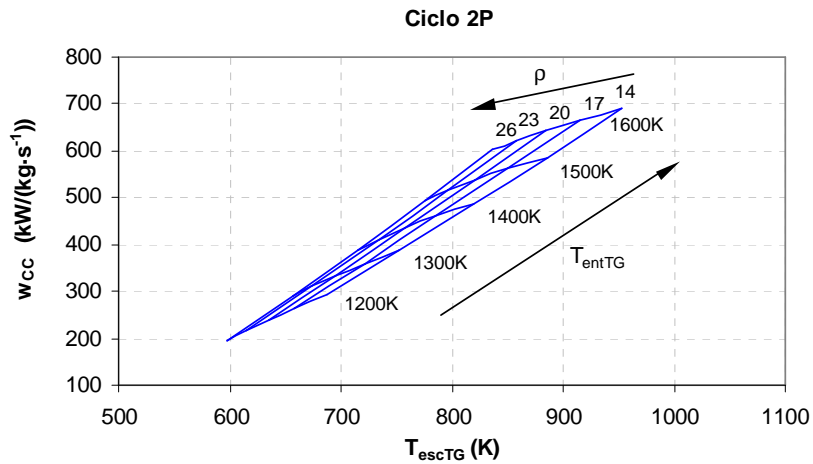


Fig. 5.6. Potencia específica del ciclo 2P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

En el caso de la configuración 2P, los resultados son similares a los de la 1P, pero se observa que, en comparación con éste, la potencia obtenida en cualquier punto es mayor y, por tanto, también el rendimiento.

Las tablas 5.3 y 5.4 muestran los parámetros de diseño de las configuraciones 2PR y 3PR.

Tabla 5.3. Parámetros de diseño de la configuración 2PR

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
P_{AP} (bar)	63	P_{BP} (bar)	5
PP_{AP} (K)	9	PP_{BP} (K)	10
AP_{AP} (K)	2.5	AP_{BP} (K)	5
$T_{sal, AP}$ (K)	800	$T_{sal, BP}$ (K)	700

Tabla 5.4. Parámetros de diseño de la configuración 3PR

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
P_{AP} (bar)	130	P_{IP} (bar)	25	P_{BP} (bar)	5
PP_{AP} (K)	14	PP_{IP} (K)	10	PP_{BP} (K)	10
AP_{AP} (K)	2	AP_{IP} (K)	5	AP_{BP} (K)	5
$T_{sal, AP}$ (K)	790	$T_{sal, IP}$ (K)	700		

En el caso de las configuraciones 2PR y 3PR, el rendimiento sigue aumentando (en ese mismo orden). Las figuras se muestran a continuación.

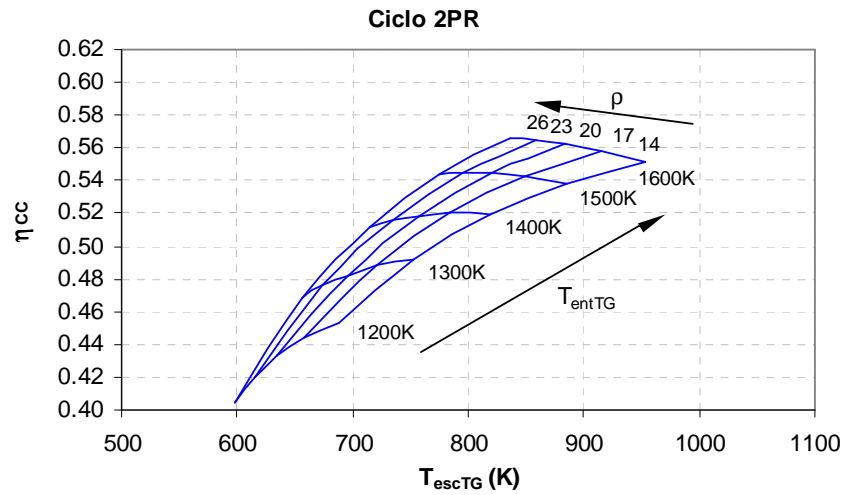


Fig. 5.7. Rendimiento del ciclo 2PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

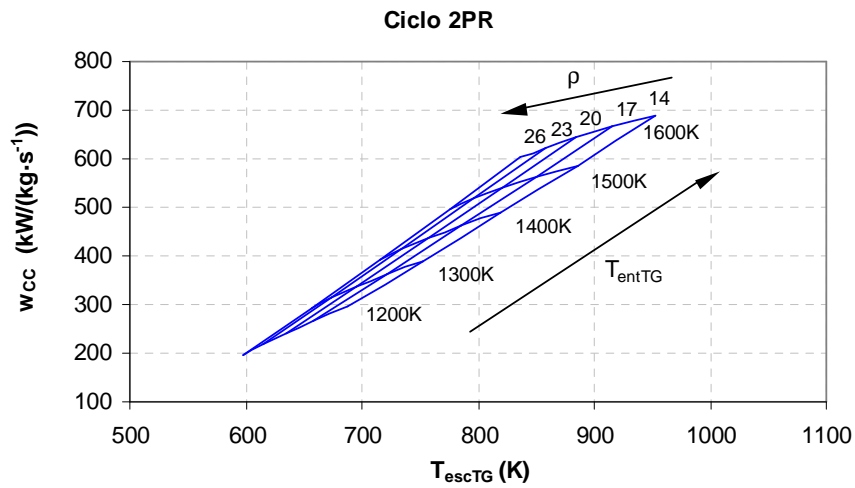


Fig. 5.8. Potencia específica del ciclo 2PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

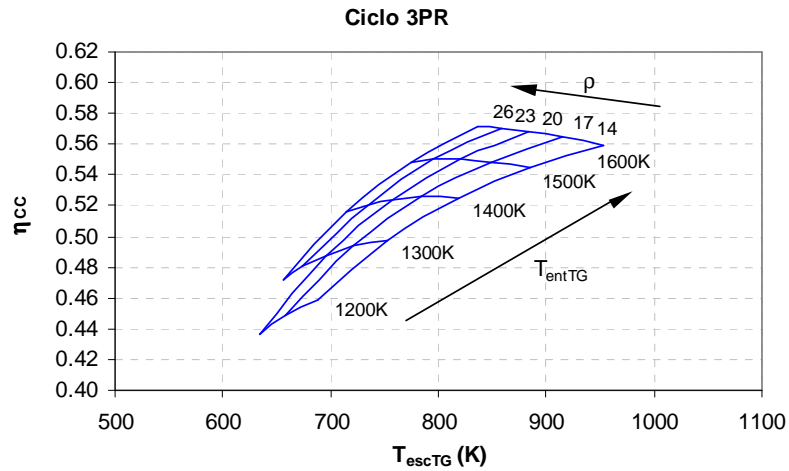


Fig. 5.9. Rendimiento del ciclo 3PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

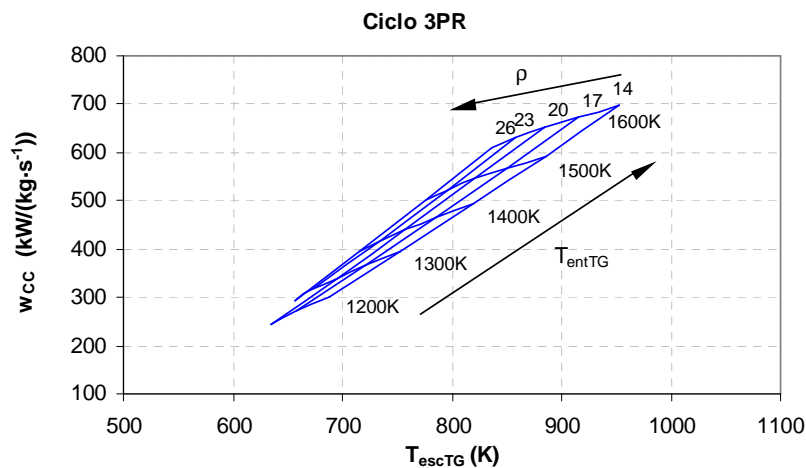


Fig. 5.10. Potencia específica del ciclo 3PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

En las gráficas de la configuración 3PR se puede observar que el ciclo combinado que se debía instalar con una hipotética turbina de gas que trabajase con una relación de compresión de 26 y una temperatura de entrada a la turbina de 1200K no ha podido ser simulado, ya que la temperatura de entrada a la caldera es demasiado baja y la distribución de temperaturas a lo largo de la caldera de recuperación sería imposible.

Resultados económicos

Una vez obtenidos los resultados termodinámicos, el siguiente paso es utilizar el modelo termoeconómico para poder estimar el coste de producción o el flujo de caja de la central. A continuación se presentan los resultados para la configuración 1P de una forma muy similar a los del estudio termodinámico. La discusión de estos resultados se realiza muy someramente ya que más adelante se muestran en gráficas más completas que aportan mayor información. Para las demás configuraciones los resultados son muy similares.

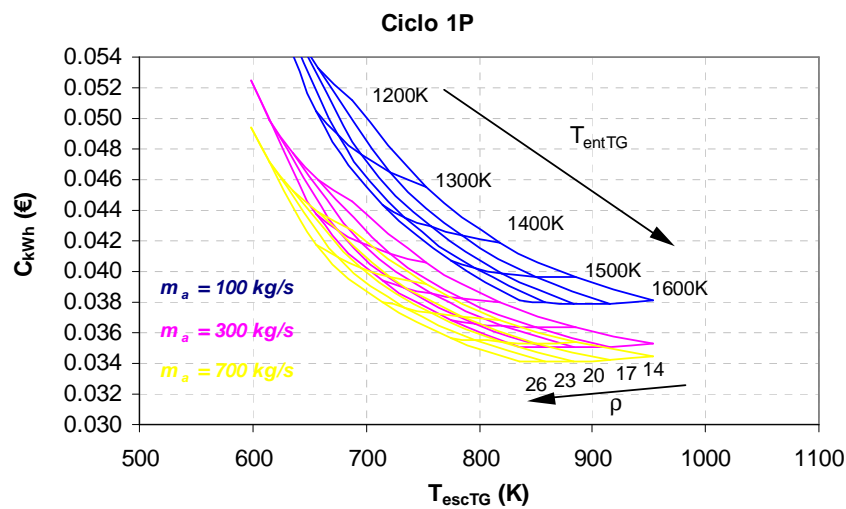


Fig. 5.11. Coste de generación del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.

En la figura 5.11 se muestra el coste de generación de la planta al modificarse los parámetros de la turbina de gas. Las tendencias al variar la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina son las esperadas, es decir, variando la relación de compresión se puede hallar un mínimo coste, mientras que éste disminuye siempre que se eleve la temperatura de entrada a la turbina. Por otro lado se observa que cuanto mayor sea el gasto másico de la turbina de gas —es decir, cuando la planta sea mayor—, el coste de producción será menor.

Se pueden obtener resultados análogos para el flujo de caja. Éstos se muestran en gráficas diferentes para cada gasto másico de aire con el fin de ganar claridad en las figuras.

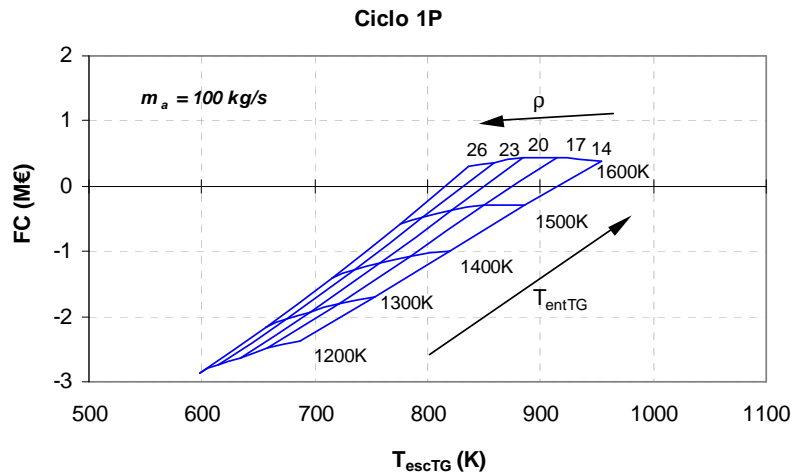


Fig. 5.12. Flujo de caja del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina para un gasto de aire $m_a = 100 \text{ kg} / \text{s}$.

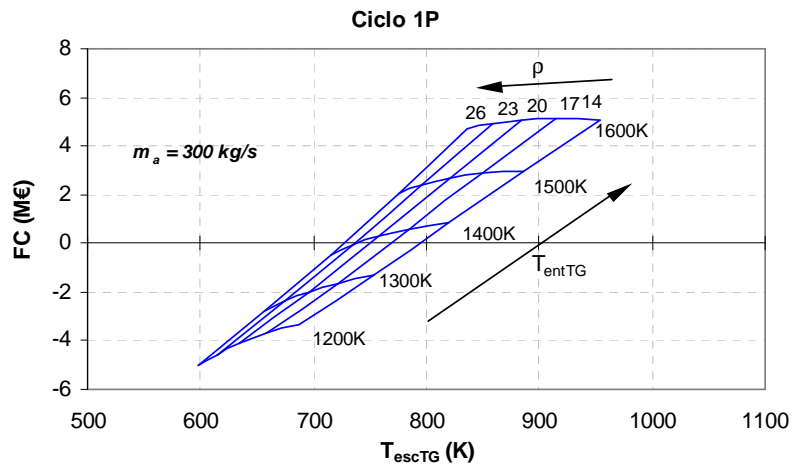


Fig. 5.13. Flujo de caja del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina para un gasto de aire $m_a = 300 \text{ kg} / \text{s}$.

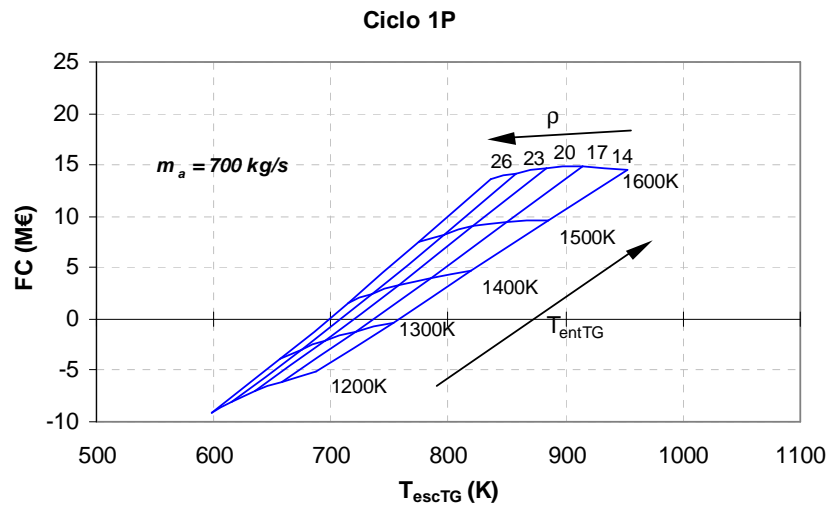


Fig. 5.14. Flujo de caja del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina para un gasto de aire $m_a = 700 \text{ kg/s}$.

Selección de la turbina de gas

La simulación de la turbina de gas en su punto nominal conseguida por el modelo termodinámico se considera muy precisa, al consistir en la aplicación de balances de masa y energía y haberse considerado evoluciones no isentrópicas del flujo en las máquinas y el calor específico dependiente de la temperatura y de la composición de los gases. En lo referente al modelo termoeconómico se debe tener en cuenta que la estimación del coste de la turbina se realiza mediante la regresión de costes reales de turbinas existentes en el mercado (de catálogo), por lo que se puede suponer dicha estimación correcta. Ésta se realiza exclusivamente en función de la potencia nominal de la turbina de gas, es decir, sin considerar cuál es el valor de los parámetros de diseño. Sin embargo existen numerosas combinaciones de dichos parámetros (gasto de aire, relación de compresión y temperatura de entrada a la turbina esencialmente) con las que se puede obtener una determinada potencia. Como es lógico, en la realidad no todas las combinaciones conducirían a los mismos costes, al contrario de lo que

predice el modelo usado. Sin embargo, los parámetros de diseño de las turbinas reales siguen ciertas tendencias con la potencia, como se ve reflejado en la siguiente figura:

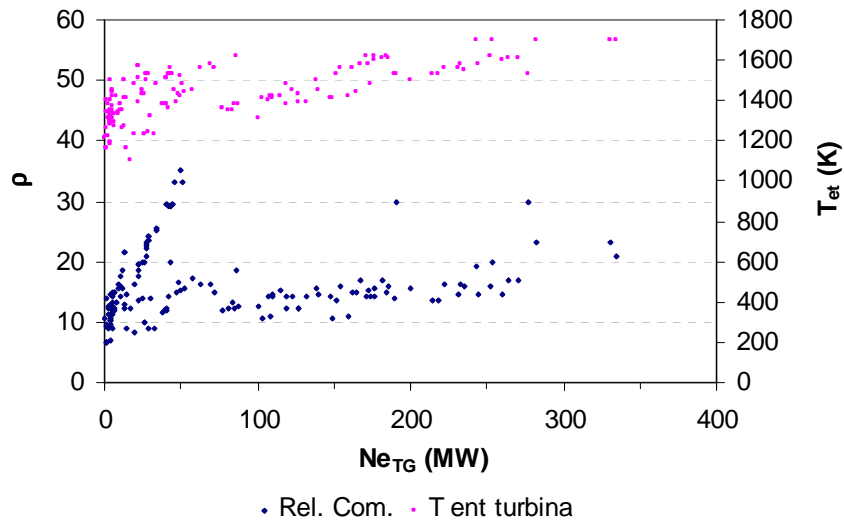


Fig. 5.15. Relación de compresión y temperatura de entrada a la turbina en turbinas de gas comerciales.

Se puede decir, por tanto, que en la práctica no todas las combinaciones de parámetros de diseño son posibles, sino que existen dos tendencias, una para turbinas de elevada potencia y otra para las de pequeña potencia.

La figura 5.16 muestra las rectas de regresión obtenidas para la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina en función la potencia nominal de turbinas de gas existentes. Se calcularon dos rectas, una para las turbinas de pequeña potencia y otra para las de gran potencia. Se muestran igualmente con puntos más gruesos las turbinas que no se adaptan a ninguna de las rectas de regresión. Es de destacar el caso de las turbinas ABB GT 24 y ABB GT 26 (con $\rho = 30$ y $T_3 = 1573$). La razón de que dichas turbinas no se adaptan es porque usan un ciclo con combustión secuencial y, por tanto, la relación de compresión es mayor que la predicha ya que la expansión se efectúa en dos tramos.

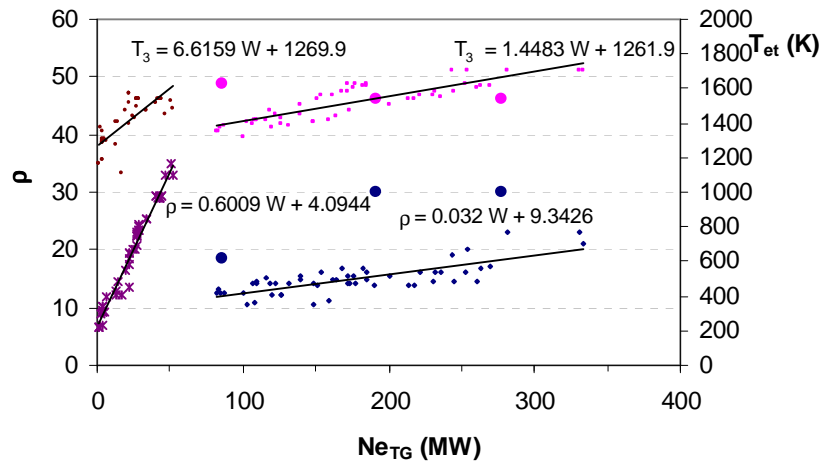


Fig. 5.16. Líneas de tendencia de los parámetros de diseño de las turbinas de gas de ciclo simple.

Utilizando dichas rectas de regresión se puede estimar la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina de una turbina de gas “tipo” en función de la potencia. Conocidos estos parámetros, se puede determinar el gasto másico de aire que, efectivamente, otorgue la potencia correspondiente. Este resultado se muestra en la figura 5.17, junto con los datos reales de las turbinas de gas comerciales.

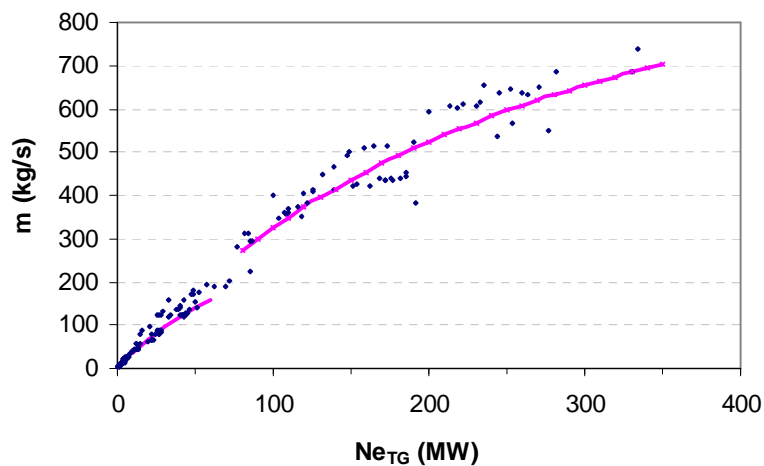


Fig. 5.17. Tendencia del gasto de aire de las turbinas de gas de ciclo simple.

En las gráficas 5.1-5.14 seguramente hay combinaciones de los parámetros de diseño que se alejan de las tendencias halladas, y en ellas no se puede asegurar que el modelo termoeconómico sea preciso. Sin embargo en los diseños cercanos a la tendencia sí que se puede estar seguro de la validez, como se justifica a continuación:

El precio de las turbinas de gas en el mercado se rige por la oferta y la demanda de relativamente pocas empresas (tanto fabricantes como consumidoras). Por ese motivo, el mercado dista de ser una competencia perfecta y la regresión de los costes se ajusta casi perfectamente a los datos reales de todos los fabricantes.

En las regresiones de las tendencias de los parámetros de diseño el ajuste es menor (mayor varianza) que el de los costes. Esto indica que el modelo termoeconómico puede ser utilizado con independencia del conjunto de parámetros de diseño que se utilicen siempre y cuando estos últimos queden relativamente cerca de la línea de tendencia, ya que existe cierta holgura en el diseño sin que los costes queden significativamente afectados.

En las figuras siguientes se superponen las curvas de las figuras 5.11 y 5.12-5.14 (con mayor rango de gastos de aire) con las curvas de tendencias en los diseños reales. Además se muestran con puntos los diseños con las turbinas GT-24 y GT-26.

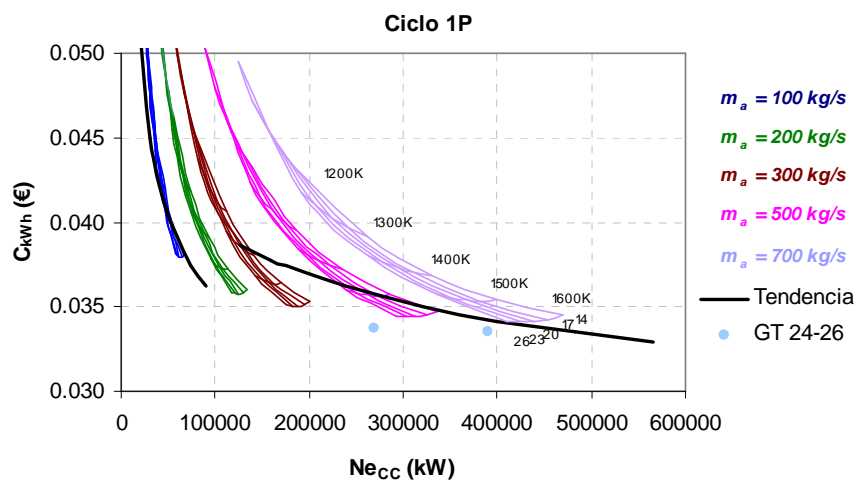


Fig. 5.18. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 1P en función de la potencia de la turbina de gas.

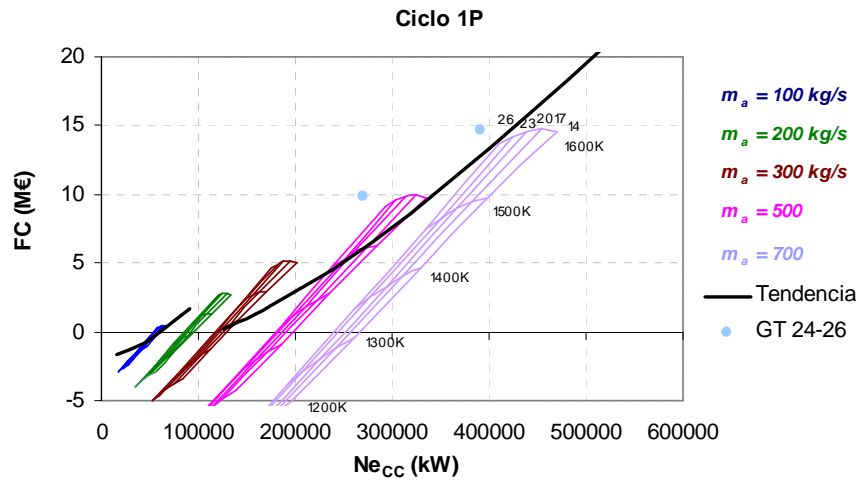


Fig. 5.19. Tendencia del flujo de caja de un ciclo 1P en función de la potencia de la turbina de gas.

En ellas se muestran las familias de curvas de coste de generación y flujo de caja obtenidas anteriormente, pero representadas frente a la potencia del ciclo combinado en lugar de frente a la temperatura de entrada a la caldera. Se muestran 5 familias, correspondientes a gastos máscicos de 100, 200, 300, 500 y 700 kg/s. Como se observa, se pueden obtener máximos flujos de caja o mínimos costes de producción si se modifica la relación de compresión. Por otro lado, el aumento en la temperatura de entrada a la turbina siempre implica mejoras con los dos criterios.

La línea de tendencia indica cuál es el coste o el beneficio medio que se obtendría con una turbina de gas “tipo” para cada potencia. Se observa que los resultados mejoran conforme la instalación es de mayor potencia, lo que implica de nuevo economías de escala en el ciclo combinado.

Cada punto de la curva de tendencias se corresponde con una turbina de gas de una determinada relación de compresión, una determinada temperatura de entrada a la turbina y un determinado gasto máscico de aire. De ese modo, cada punto pertenecerá, además de a la curva de tendencias, a una familia como las anteriores. La figura 5.20 ilustra, como ejemplo, el punto de la línea de tendencias que pertenece a la familia de

500 kg/s de gasto de aire. Dicho punto se podría considerar como la intersección entre la curva y la familia. Para los puntos de dicha familia, sólo los resultados obtenidos en los puntos cercanos a la intersección podrán considerarse válidos, por las razones que se han explicado anteriormente.

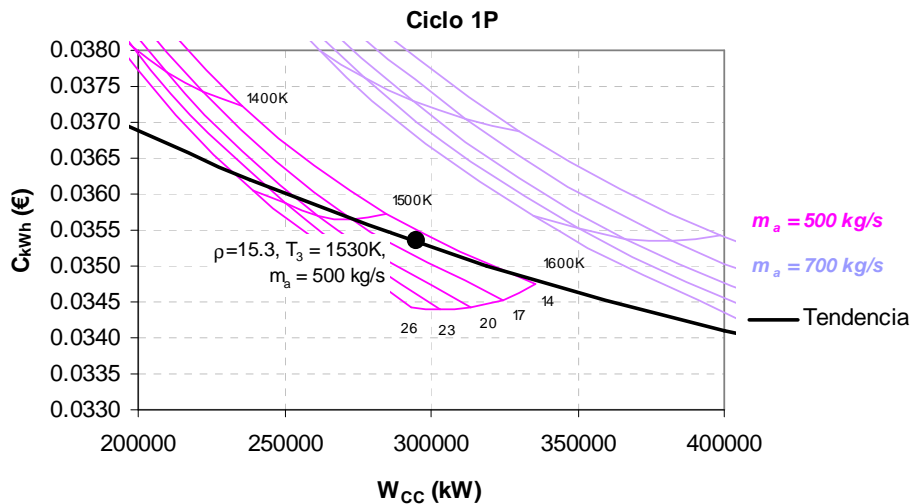


Fig. 5.20. Punto de intersección de la familia de gasto $m_a = 500 \text{ kg/s}$ con la línea de tendencia.

Como conclusión se puede decir que es posible seleccionar, para una potencia dada, una turbina de gas de forma que la planta de ciclo combinado proporcione los mejores resultados económicos. Sin embargo no todas las combinaciones de los parámetros de diseño serán posibles, sino que sólo los cercanos a la línea de tendencia serán posibles tecnológicamente y económicamente.

En realidad, en el diseño de la planta, la turbina de gas es seleccionada y no diseñada. Por lo tanto, las gráficas pueden servir de guía para estudiar la influencia de los parámetros de diseño aquí considerados y para poder seleccionar la turbina más adecuada. Como norma general se puede decir que, para una potencia deseada, la turbina de gas con la que se obtendrán mejores resultados económicos será aquella que tenga una temperatura de entrada a la turbina más elevada. Por otro lado, si se observa la curva 5.18, se aprecia que una misma isoterma proporciona menores costes en las

familias de mayor caudal, al menos en los rangos usuales de los parámetros de diseño. De ese modo, si se fija la temperatura de entrada a la turbina (como la más alta posible) se deberá seleccionar la turbina de gas con mayor gasto másico de entre las disponibles para una potencia dada. Esto último es equivalente seleccionar la turbina de gas con mayor relación de compresión de entre las posibles, ya que, una vez fijada la temperatura de entrada a la turbina y en los rangos usuales de diseño, al aumentar la relación de compresión manteniendo la potencia deseada se debe aumentar el gasto de aire (el trabajo específico disminuye al aumentar p , como se observa en la figura 5.4). Por tanto, se puede decir que la turbina debe tener la máxima temperatura de entrada posible y la máxima relación de compresión, ya que, para los valores usuales, son los parámetros con los que se obtiene menor coste para una potencia dada. A esta conclusión se puede llegar también observando cómo, efectivamente, las turbinas que se encuentran por debajo de la tendencia de costes de la figura 5.18 o por encima de la del flujo de caja en la 5.19 son las de mayor temperatura de entrada a la turbina y mayor relación de compresión.

Volviendo a la figuras 5.18 y 5.19, cabe destacar como resultado más relevante el obtenido para las turbinas ABB GT-24 y ABB GT-26. El coste de estas turbinas, a pesar de utilizar una tecnología diferente (combustión secuencial), se ajusta bastante bien a la curva de regresión estimada en el apartado 4.2. Sin embargo la relación de compresión y la temperatura de escape de la turbina son mucho mayores que con una turbina “tipo” de ciclo simple (ver tabla 5.5). Esto se traduce en una mejora del rendimiento de la turbina de gas y una mayor recuperación de calor en la caldera, factores que aumentan el rendimiento y el beneficio económico de la planta y reducen el coste de generación.

Tabla 5.5. Comparación de las turbinas GT-24 y GT-26 con las de ciclo simple

Turbina	Potencia	Rel.comp.	TET	Gasto aire	Rendimiento	T. escape
ABB GT-26	277 MW	30	1533 K	549 kg/s	39.3	914 K
Ciclo simple		18.2	1633 K	629 kg/s	37.0	643 K
ABB GT-24	191 MW	30	1533 K	381 kg/s	39.1	914 K
Ciclo simple		15.5	1539 K	509.5 kg/s	34.8	604 K

Estas ventajas son más notables en el caso de la ABB GT-24 debido a que, al tener menor potencia nominal y un ciclo con parámetros idénticos (excepto el gasto másico) a la GT-26, compite con turbinas de peores prestaciones, es decir, las diferencias son más notables y la ventaja es mayor. Hay que aclarar que la turbina ABB GT-24 no se comercializa en Europa al estar diseñada para redes de 60 Hz.

Por tanto se puede afirmar que las turbinas de gas que utilizan esta tecnología no sólo tienen un coste similar a las tradicionales sino que además conducen a mejores prestaciones tanto termodinámicas como económicas cuando se utilizan en ciclos combinados y, por tanto, se convierten en una tecnología muy atractiva en la generación de energía.

A continuación se muestran los mismos resultados pero obtenidos para otras configuraciones de la caldera de recuperación de calor. Las figuras 5.21-5.23 muestran el flujo de caja para las configuraciones de 2P, 2PR y 3PR. En ellas se observa que el flujo de caja en todas ellas es mayor que en el caso de la configuración de 1P, siendo el más alto el obtenido para la configuración 3PR. La lectura de las figuras es la misma que en el caso 1P.

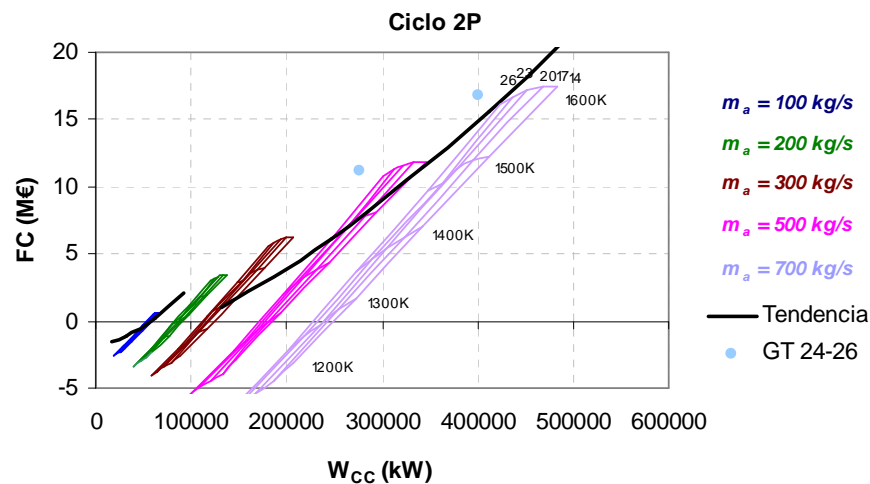


Fig. 5.21. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 2P en función de la potencia de la turbina de gas.

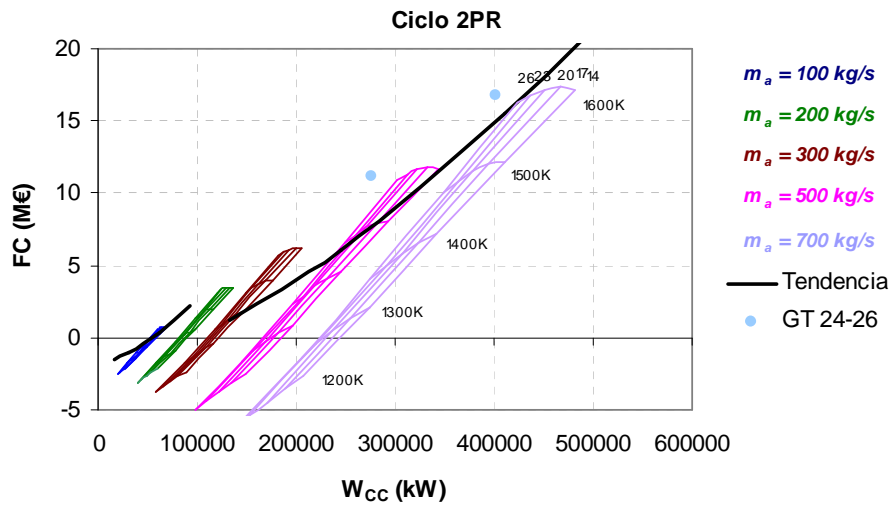


Fig. 5.22. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 2PR en función de la potencia de la turbina de gas.

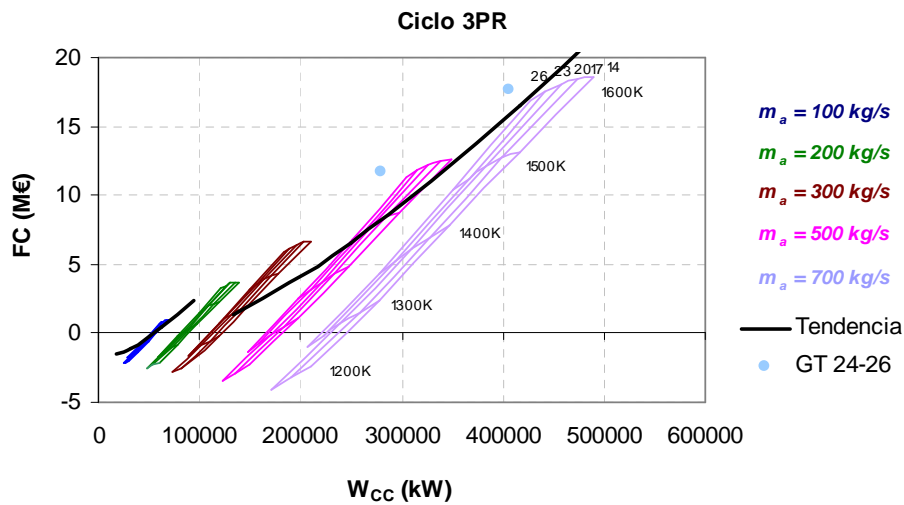


Fig. 5.23. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 3PR en función de la potencia de la turbina de gas.

Por otro lado, las figuras 5.24-5.26 Muestran los resultados del coste de generación. Al igual que con el flujo de caja, se observa la mejora de los resultados con respecto al caso de la configuración de 1P, pero esta vez en forma de reducción de los costes. Igualmente se observa que la configuración con menor coste de producción

es la de 3PR. Sin embargo, y como ya ocurría en el caso del flujo de caja, es difícil discutir si es más viable las configuración 2P o la 2PR. Este aspecto se tratará más adelante.

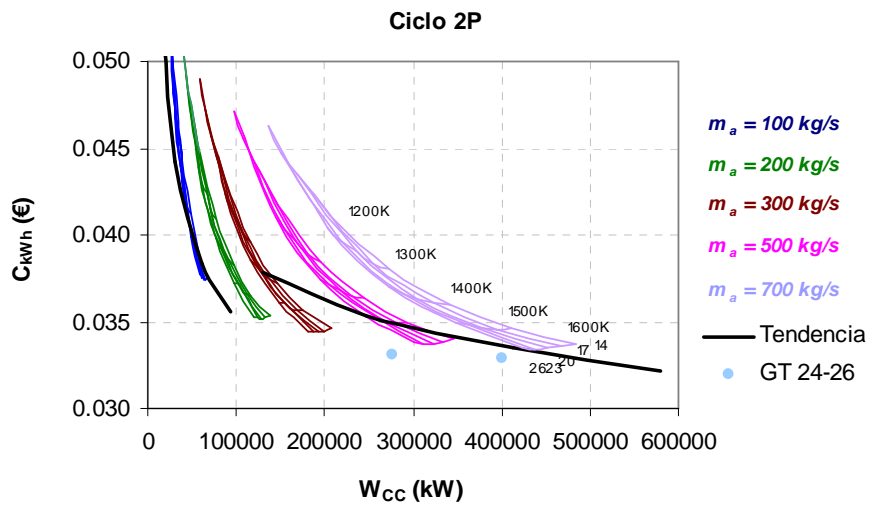


Fig. 5.24. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 1P en función de la potencia de la turbina de gas.

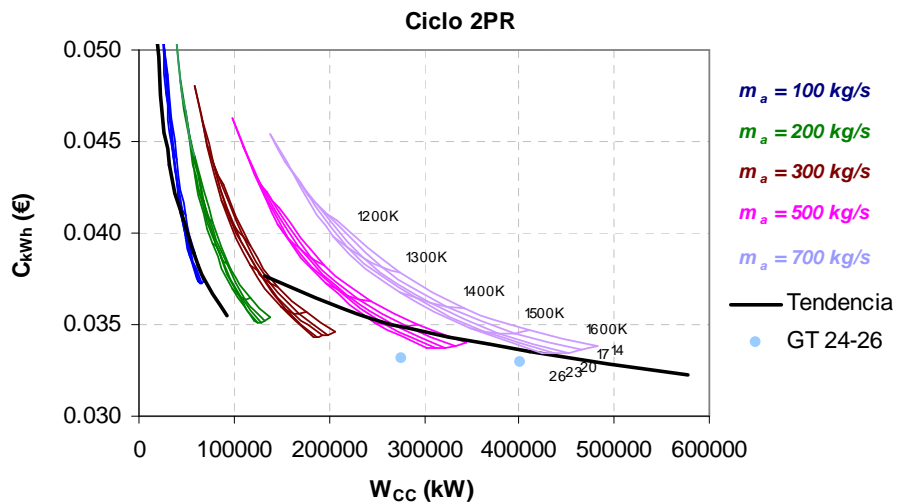


Fig. 5.25. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 2PR en función de la potencia de la turbina de gas.

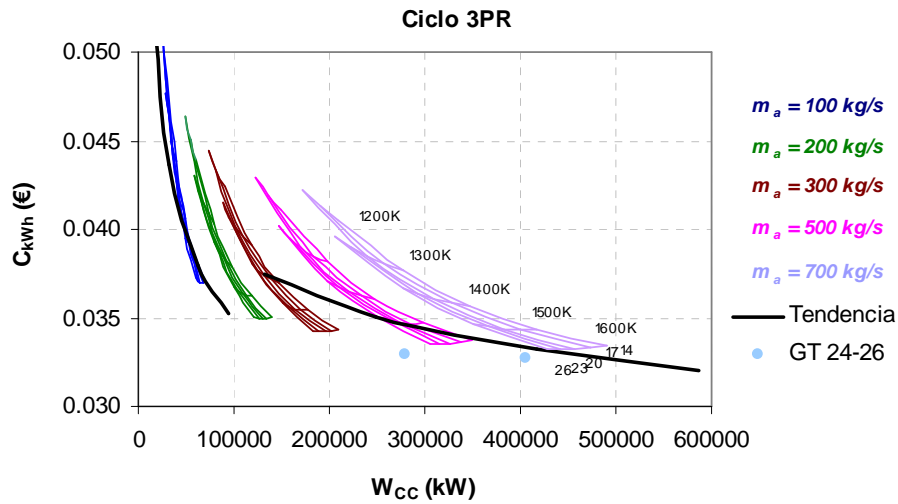


Fig. 5.26. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 3PR en función de la potencia de la turbina de gas.

Cabe destacar en todas las figuras que para cualquier configuración seleccionada de la caldera de recuperación, las turbinas con combustión secuencial (ABB GT24 y ABB GT 26) siguen proporcionando resultados mejores que los obtenidos para la misma potencia con turbinas de ciclo simple (especialmente con la GT-24), constituyendo su uso, como ya se ha dicho anteriormente, una tendencia a la que dirigirse.

Otra tendencia actual en el diseño de turbinas de gas orientadas al uso en ciclos combinados es la refrigeración de los álabes de la turbina con agua o vapor del propio ciclo combinado. A continuación se comparan, para las distintas configuraciones de las calderas de recuperación de calor, los ciclos con refrigeración de la turbina de gas con y sin agua-vapor del ciclo de vapor. En el caso de los ciclos con recalentamiento, se proponen dos alternativas, cuyos esquemas se muestran en las figuras 5.27 y 5.28.

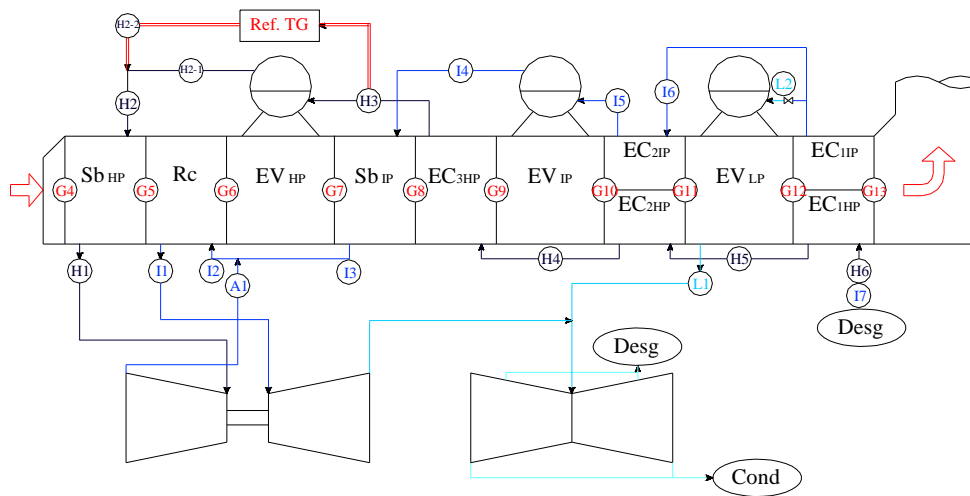


Fig. 5.27. Ciclo 3PR con refrigeración de la turbina de gas con agua-vapor del ciclo de vapor. Alternativa 1.

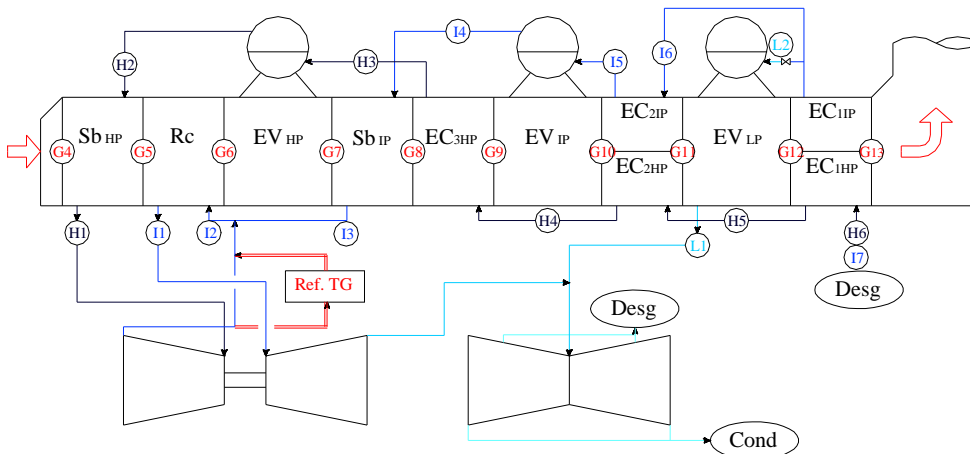


Fig. 5.28. Ciclo 3PR con refrigeración de la turbina de gas con vapor del ciclo de vapor. Alternativa 2.

En la figura del rendimiento (5.29) se puede observar cómo efectivamente mejoran las prestaciones del ciclo al refrigerarse con agua o vapor del ciclo de vapor. Este hecho es debido a que el calor cedido por la turbina para su refrigeración se introduce en el ciclo de vapor en lugar de cederse al ambiente. De nuevo se observa que los

resultados obtenidos para las configuraciones de 2P y 2PR son muy parecidos. Se puede observar también que el rendimiento apenas se ve afectado por la procedencia del agua o del vapor para refrigerar (alternativa 1 o alternativa 2). En la tabla 5.6 se muestran resultados más detallados de estas simulaciones.

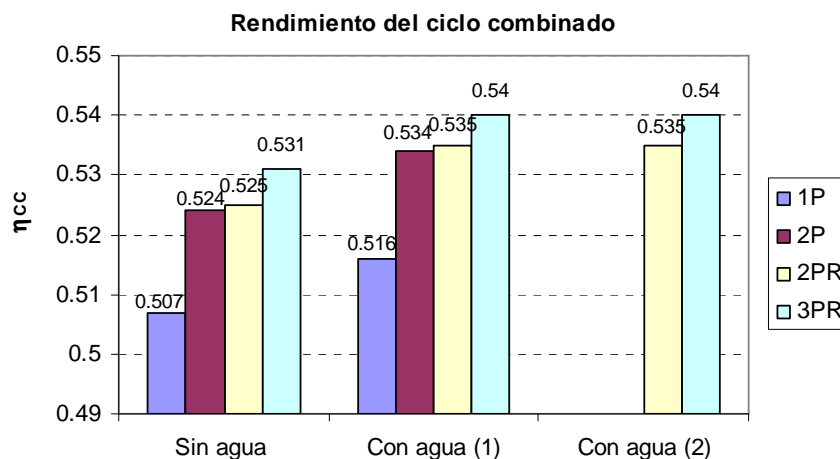


Fig. 5.29. Comparación del rendimiento de las diferentes configuraciones de ciclo combinado según el tipo de refrigeración de la turbina de gas.

Tabla 5.6. Resultados de configuraciones con refrigeración de la turbina de gas

		W_{CC} (MW)	η_{CC}	FC (M€)	C_{kWh} (€/kWh)	m_{alta} (kg/s)	m_{rec} (kg/s)	UA_{tot} (kW/K/m ²)
1P	Sin agua	251	0.507	3.618	0.0368	68.95		4834
	Con agua	256	0.516	4.485	0.0364	73.34		5736
2P	Sin agua	260	0.524	5.257	0.036	64.5		6218
	Con agua	265	0.534	6.053	0.0356	69.26		6925
2PR	Sin agua	261	0.525	5.427	0.0359	53.12	69.41	5394
	Con agua (1)	265	0.534	5.926	0.0357	58.13	73.32	6310
	Con agua (2)	265	0.535	6.493	0.0354	56.91	72.35	5571
3PR	Sin agua	263	0.531	5.758	0.0358	52.67	68.26	6448
	Con agua (1)	268	0.54	6.486	0.0354	57.5	71.72	7258
	Con agua (2)	268	0.54	6.912	0.0352	57.51	71.72	6664

$W_{TG} = 174$ MW, $\eta_{TG} = 0.351$

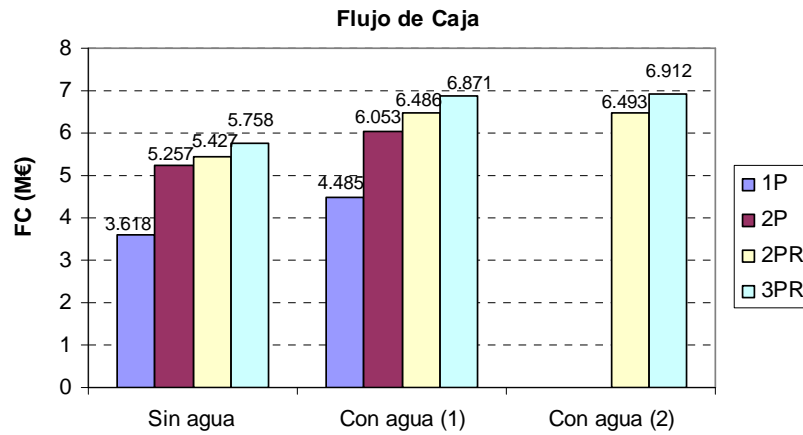


Fig. 5.30. Comparación del flujo de caja de las diferentes configuraciones de ciclo combinado según el tipo de refrigeración de la turbina de gas.

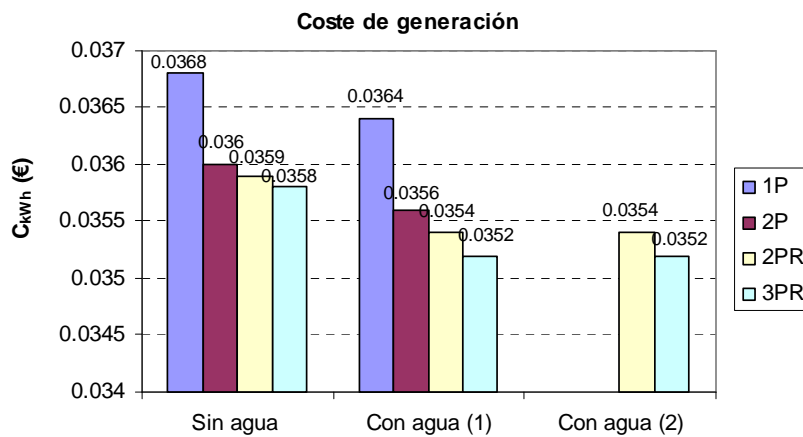


Fig. 5.31. Comparación del coste de generación de las diferentes configuraciones de ciclo combinado según el tipo de refrigeración de la turbina de gas.

En el caso del flujo de caja (figura 5.30), se observa que las ventajas de este tipo de refrigeración no sólo son termodinámicas sino también económicas. Por otro lado, si se comparan los resultados económicos obtenidos para las dos alternativas propuestas se observa que entre ellas tampoco hay excesivas diferencias. Sin embargo, el reparto de áreas dentro de la caldera de recuperación de calor sí es distinto; en la alternativa 1, el vapor extra producido implica que el gasto de agua que circula por la

caldera sea mayor que con una refrigeración tradicional, a excepción del evaporador, donde es menor ya que parte del vapor se genera en la turbina. Sin embargo, en la alternativa 2 todo el vapor lo produce la caldera, y la turbina de gas lo que hace es aportar temperatura al vapor a recalentar. Es decir, en este caso es el recalentador el que es mucho más pequeño ya que parte se recalienta en la turbina de gas.

Finalmente, en cuanto a los resultados del coste de generación se pueden hacer las mismas observaciones que con los del flujo de caja. Éstos se muestran en la figura 5.31.

5.1.2. Parámetros del ciclo de vapor

Una vez estudiada y seleccionada la turbina de gas, el siguiente paso es analizar los parámetros de diseño del ciclo de vapor a través de la caldera de recuperación de calor. El objetivo de este análisis es, por un lado, estudiar las tendencias de los resultados cuando se modifican cada uno de los parámetros (y también todos en conjunto) para cada una de las configuraciones seleccionadas y, por otro, ser capaces de seleccionar el tipo de configuración ideal para cada turbina de gas y de seleccionar el valor de dichos parámetros. A las configuraciones estudiadas en el apartado anterior (1P, 2P, 2PR y 3PR) se le añaden la 1PS y 3PRS, de un nivel y tres niveles de presión con recalentamiento, ambas con el agua a presiones supercríticas.

La turbina de gas utilizada para obtener los resultados se muestra en la tabla 5.7. Los valores que se presentan en dicha tabla serán los utilizados a menos de que se indique explícitamente lo contrario, por ejemplo, cuando se analice la influencia del gasto másico de aire o la temperatura de entrada a la turbina.

Tabla 5.7. Turbina de gas empleada para las simulaciones de los ciclos combinados.

Parámetro	Valor
Potencia	184 MW
Relación de compresión	20
T. entrada a la turbina	1500 K
Gasto de aire	500 kg/s
Rendimiento	37.1
T. escape	820 K

Configuración 1P

La configuración más sencilla de las calderas de recuperación de calor es la de un nivel de presión. El esquema de esta caldera, aunque se mostró en la figura 2.6, se vuelve a presentar en la 5.32.

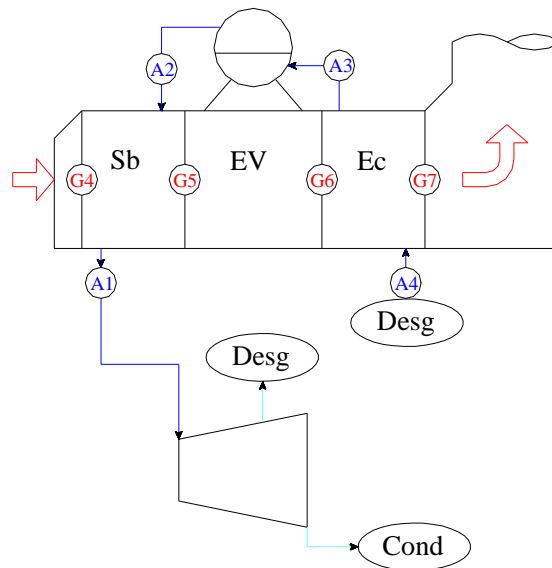


Fig. 5.32. Caldera de recuperación de calor del ciclo 1P.

Una vez seleccionada la turbina de gas, los parámetros de diseño de esta configuración son la presión en el calderín, la temperatura del vapor vivo a la salida de la caldera, el pinch point y el approach point.

Presión y temperatura de salida del vapor:

Uno de los parámetros más influyentes, tanto termodinámica como termoeconómicamente, es la presión del calderín. En la figura 5.33 Se muestra la variación del rendimiento y del flujo de caja de la central durante un año de funcionamiento cuando se modifica la presión, mientras que la 5.34 muestra de nuevo el rendimiento, pero junto con el coste de generación.

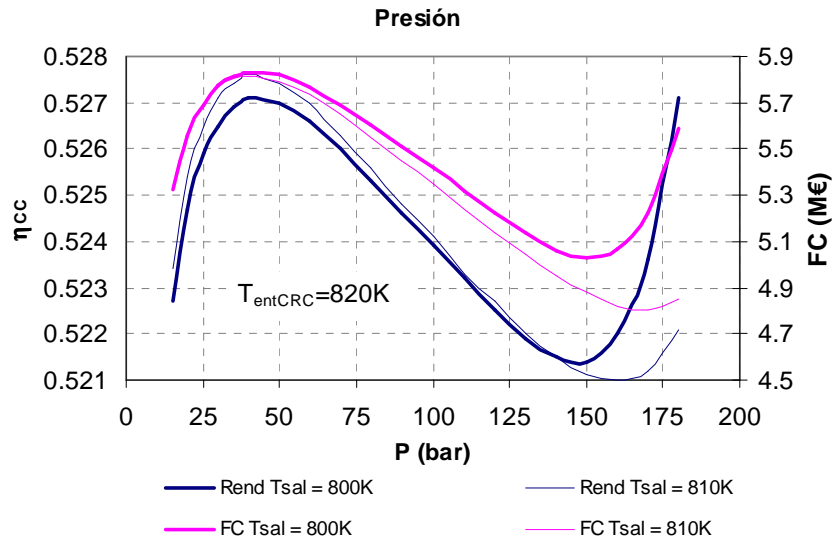


Fig. 5.33. Rendimiento y flujo de caja en función de la presión en el ciclo 1P.

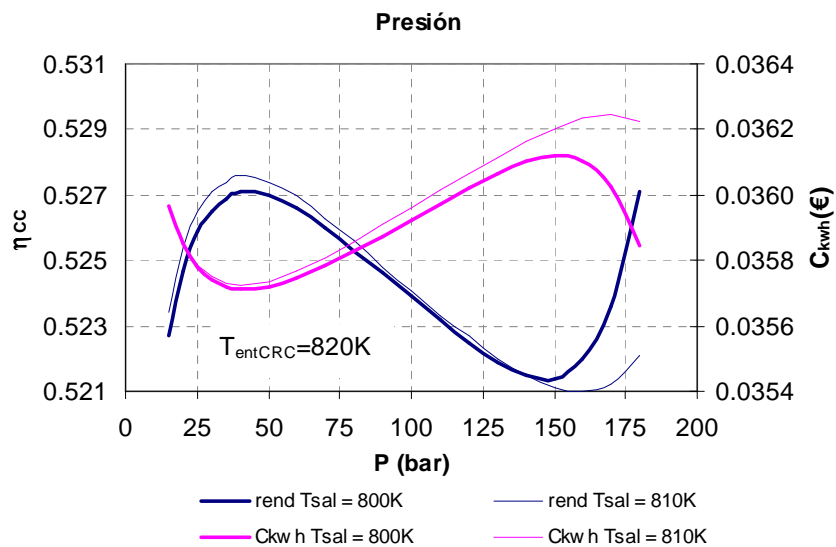


Fig. 5.34. Rendimiento y coste de generación en función de la presión en el ciclo 1P.

En ambas figuras el estudio se realiza para dos valores de la temperatura del vapor a la salida de la caldera (800K y 810K respectivamente), pero el pinch y el approach point se mantienen constantes, al igual que la temperatura de entrada de los gases de la turbina a la caldera.

En la figura 5.33 se observa cómo, partiendo de presiones bajas, el rendimiento aumenta conforme se eleva la presión de diseño. Este hecho se debe al aumento del salto entálpico en la turbina de vapor (ecuación 5.1): para una misma temperatura del vapor a la salida de la caldera (punto A1 en la figura 5.32), al aumentar la presión h_{A1} permanece casi constante mientras que h_{salTV} disminuye.

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_{A1} - h_{salTV}) \quad [5.1]$$

Sin embargo, el rendimiento alcanza un máximo ya que el gasto de vapor producido por la caldera disminuye. Realizando un balance de energía entre el sobrecalentador y el evaporador y teniendo en cuenta la denominación de los puntos de la figura 5.32 se obtiene la ecuación 5.2.

$$\dot{m}_v \cdot (h_{A1} - h_{A3}) = \dot{m}_g \cdot (h_{G1} - h_{G3}) \quad [5.2]$$

Al ser el pinch point y el approach point datos, de la ecuación 5.2 se conocen todos las variables excepto el gasto de vapor, que se calcula según la expresión 5.3.

$$\dot{m}_v = \dot{m}_g \cdot \frac{h_{G1} - h_{G3}}{h_{A1} - h_{A3}} \quad [5.3]$$

Al aumentar la presión, el numerador de la ecuación 5.3 (salto entálpico del gas) decrece, ya que la temperatura de saturación es más elevada y el pinch point permanece constante. El denominador (salto entálpico del vapor) también decrece pero más lentamente que el numerador. Este hecho toma más importancia conforme la presión aumenta. Como consecuencia, se produce un máximo en la curva a partir del cual la potencia de la turbina empieza a caer a causa de la menor producción de vapor.

A presiones más elevadas esta tendencia se invierte. Esto sucede porque la entalpía del vapor vivo empieza a disminuir fuertemente cuando aumenta la presión

($\left. \frac{\partial h}{\partial P} \right|_{T=cte} < 0$ en el diagrama de Mollier). La disminución de la entalpía del vapor vivo

hace que el denominador sea ahora el que decrece más rápidamente que el numerador y, por tanto, el gasto másico vuelve a aumentar.

En lo que respecta a los resultados económicos, se observa que la forma de las curvas está muy influida por la del rendimiento. Como resultado a destacar, sobresale el hecho de que el máximo flujo de caja (fig 5.33) y el mínimo coste (fig 5.34) se obtiene con menor presión que el máximo rendimiento. Esto implica que a partir de cierto punto no compensa seguir aumentando la inversión para ganar rendimiento. Como dato significativo también se observa que, cuando el rendimiento es mínimo, el flujo de caja todavía no lo es. Es decir, la curva del flujo de caja, en la parte de alta presión, tarda más en remontar que el rendimiento. En la curva de coste el comportamiento es análogo. Esto es debido a que la curva de rendimiento no tiene mucha pendiente cuando vuelve a empezar a subir, por lo que la ganancia de rendimiento no compensa al principio el incremento de coste (por el aumento del área de la caldera) en el que se incurre para seguir elevando la presión.

Finalmente se pueden comparar los resultados obtenidos para las dos temperaturas de salida del vapor estudiadas. Se observan dos resultados interesantes. El primero es que la presión a la que se consigue el máximo rendimiento es menor para la curva de mayor temperatura. Esto se produce debido a que el gasto másico de vapor se reduce si la temperatura de salida es mayor (si el salto entálpico en la caldera es mayor, el vapor producido será menor, según la ecuación 5.3) y, por lo tanto, la reducción del gasto cuando aumenta la presión toma mayor importancia y el máximo se desplaza hacia la izquierda. El segundo es que mientras que el rendimiento aumenta con la temperatura, el beneficio y el coste empeoran. Es decir, de nuevo no compensa aumentar la inversión para obtener mejor rendimiento ya que se empeoran los resultados económicos.

Para estudiar más profundamente el efecto de la temperatura de salida del vapor se muestra la figura 5.35. En ella se representa la variación del rendimiento y del flujo de caja con dicha temperatura.

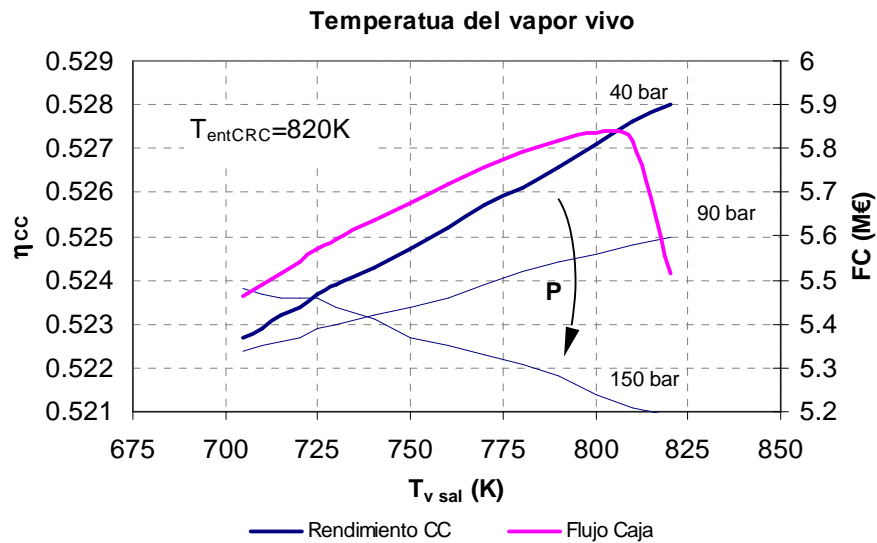


Fig. 5.35. Rendimiento y flujo de caja en función de la temperatura del vapor vivo en el ciclo 1P.

Para la presión de trabajo de 40 bar se observa que el rendimiento siempre aumenta con la temperatura del vapor, mientras que el flujo de caja tiene un máximo, ya que el área de la caldera debe ser mayor cuanto más alta sea la temperatura.

A presiones más altas se observa que la pendiente de la curva disminuye, haciéndose incluso negativa. Esto se puede explicar de nuevo mediante el salto entálpico en la turbina y el caudal de vapor producido por la caldera. Al aumentar la temperatura del vapor, el salto en la turbina aumenta (ecuación 5.1), pero el gasto disminuye (ecuación 5.3). La gráfica indica que a bajas presiones domina el aumento del salto entálpico y a altas presiones domina la disminución del gasto.

La interpretación conjunta de las curvas mostradas hasta el momento es necesaria para poder optimizar el valor de los parámetros, aunque dicha interpretación no es muy sencilla. Para facilitar la tarea se muestran las figuras 5.36 y 5.37, que ayudan a visualizar el comportamiento cuando se varían ambos parámetros simultáneamente.

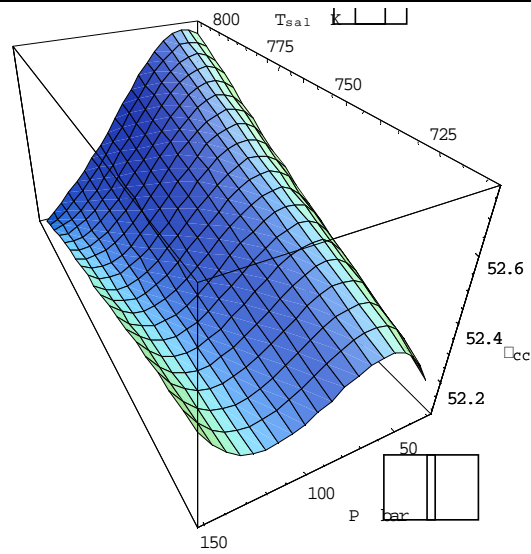


Fig. 5.36. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor en la configuración 1P.

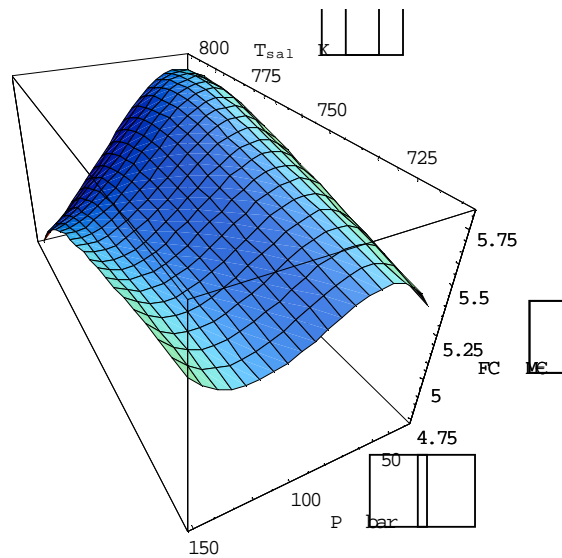


Fig. 5.37. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor en la configuración 1P.

En la figura 5.36 se muestra el rendimiento frente a la presión del calderín y la temperatura del vapor vivo, mientras que la 5.37 ilustra el flujo de caja de la central

frente a los mismos parámetros. Comparando ambas figuras se pone de manifiesto el efecto que tiene el estudio termoeconómico; por ejemplo, se observa que al aumentar la temperatura la curva deja de ser creciente para obtener un óptimo. Por otro lado se observa que si el parámetro que se modifica es la presión la forma de la superficie no se altera, aunque la localización de los máximos sí varía.

Todos estos resultados se han obtenido para una temperatura de los gases de entrada a la caldera fija. El siguiente paso es determinar qué es lo que ocurre cuando dicha temperatura se modifica, por ejemplo, si se eleva.

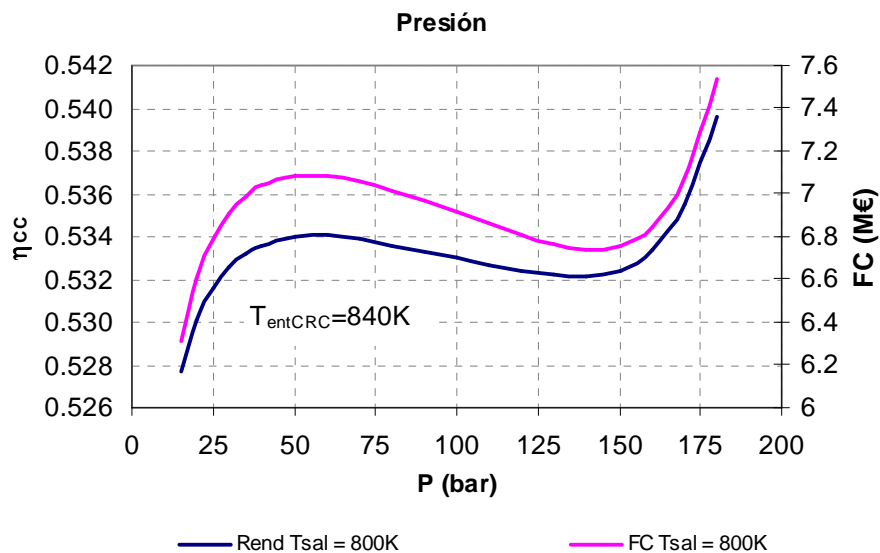


Fig. 5.38. Rendimiento y flujo de caja en función de la presión en el ciclo 1P.

La figura 5.38 Es análoga a la 5.33, pero con los gases entrando a la caldera a una temperatura mayor. En ella se observa cómo el máximo en la curva del rendimiento se obtiene a mayor presión, y cómo la diferencia de presiones entre el máximo y el mínimo se reduce. Estos hechos permiten descubrir que, cuando la temperatura de los gases es mayor, es como si la superficie de la figura 5.36 se trasladara hacia atrás según el eje de temperaturas. También se observa que cuando la temperatura de los gases aumenta el resultado económico óptimo (figura 5.37) se obtiene a mayor presión. Este hecho se puede explicar de nuevo mediante el gasto de vapor. Si la

temperatura de los gases es mayor se podrá recuperar más calor (se producirá más vapor) y, finalmente, la disminución del gasto con la presión es menos influyente que cuando se recupera menos calor.

Como es de esperar, el aumento de la temperatura de los gases conduce a que la temperatura de salida del vapor óptima también sea mayor, como se observa si se comparan las figuras 5.35 y 5.39.

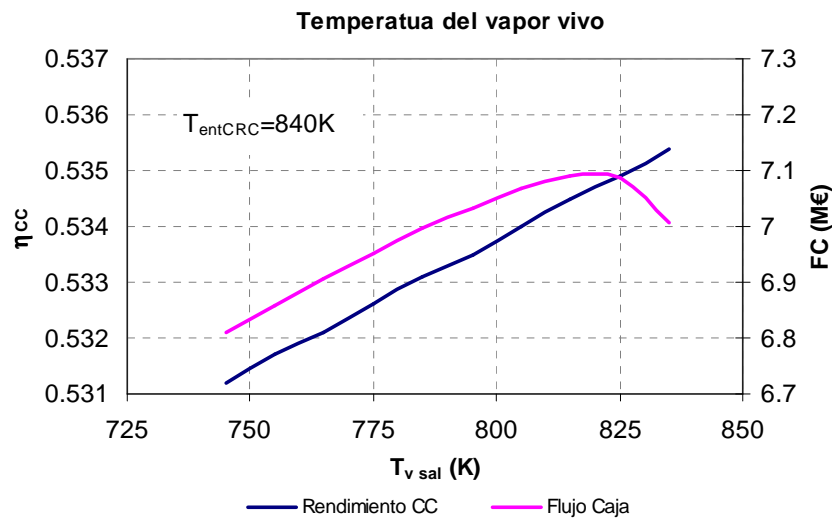


Fig. 5.39. Rendimiento y flujo de caja en función de la temperatura del vapor vivo en el ciclo 1P.

De ese modo se puede concluir que cuando la temperatura de escape de la turbina de gas aumenta, el rendimiento y los resultados económicos son mayores y se obtienen a mayores presiones y con mayores temperaturas del vapor.

Pinch Point y Approach Point:

Una vez optimizados la presión del calderín y la temperatura del vapor a la salida de la caldera sólo restan el pinch y el approach point. Como es conocido, la recuperación de calor y el rendimiento del ciclo aumentan conforme dichos parámetros disminuyen. A su vez, el área de la caldera será mayor cuando éstos sean más pequeños, y por tanto su coste será más elevado.

Existe una diferencia fundamental entre el pinch y el approach point. El pinch point es una diferencia entre la temperatura del gas y del vapor. Por tanto, si tiende a cero, el tamaño de la caldera tendería a infinito y siempre existirá una solución de compromiso entre rendimiento y coste. Por el contrario, el approach point es una diferencia de temperaturas del agua, y puede ser cero sin necesidad de tener una caldera infinita. Como consecuencia, el coste de la caldera será mayor cuanto menor sea el approach point, pero puede no llegar a haber una solución de compromiso si la ganancia de rendimiento es siempre mayor que el aumento de coste (que ahora tiene un límite).

La influencia de estos parámetros se observa en las figuras 5.40-5.43.

Análisis de sensibilidad:

La figura 5.40 muestra el análisis de sensibilidad de un ciclo optimizado para conseguir un mínimo coste de generación (el valor de los parámetros de diseño se mostró en la tabla 5.1). En la figura se observa que para el pinch point, la presión y la temperatura del vapor a la salida de la caldera existe un mínimo, es decir, si éstos se modifican el coste será mayor. El único parámetro sin optimizar es el approach point. El valor escogido se selecciona por criterios técnicos y no económicos, ya que no existe, para este caso particular, un óptimo dentro del rango de valores posibles técnicamente.

En la misma figura se puede discutir cuáles son los parámetros más influyentes. Se observa claramente que estos son la temperatura de salida del vapor y la presión, ya que son los que tienen las pendientes más pronunciadas. De ese modo se puede decir que la presión y la temperatura del vapor deben ser los primeros parámetros a optimizar, quedando el pinch point y el approach point como una mejora en una segunda aproximación.

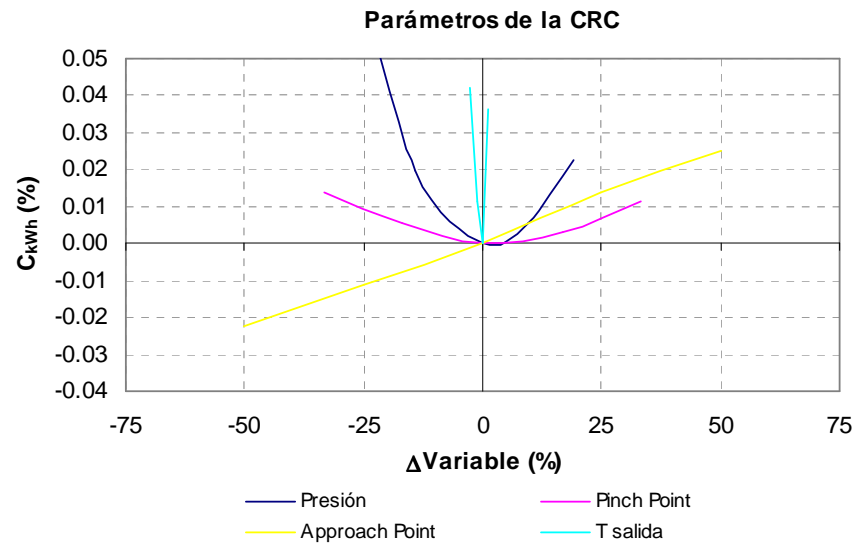


Fig. 5.40. Análisis de sensibilidad del coste de generación en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P.

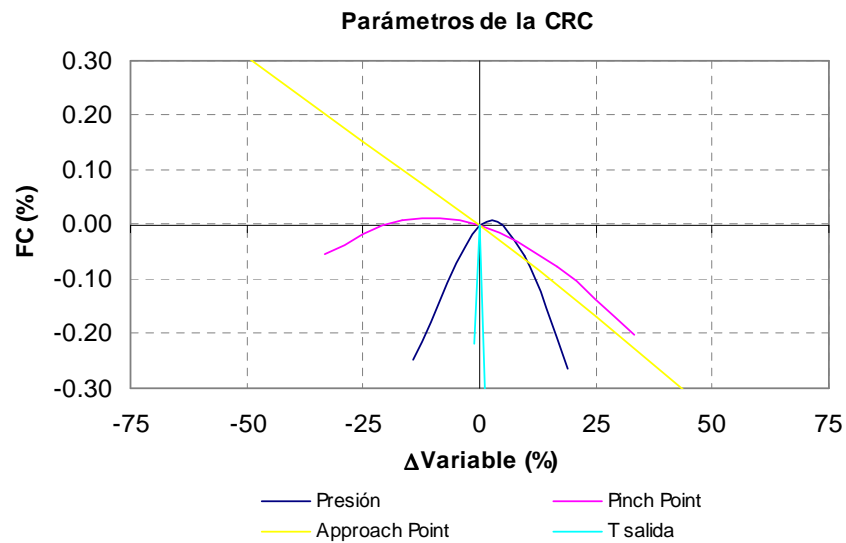


Fig. 5.41. Análisis de sensibilidad del flujo de caja en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P.

En la figura 5.41 se representa el flujo de caja en lugar del coste de generación para el mismo análisis (con los mismos parámetros de diseño que optimizan el coste).

Se observa que en el punto central (0,0) ya no coinciden todos los máximos como ocurría con los mínimos anteriormente. Esto pone de manifiesto que el punto de diseño para un coste de generación óptimo no coincide con el de flujo de caja máximo. Se observa que partiendo del punto central, si se aumenta la presión o si se reduce el pinch point se sigue aumentando el beneficio económico. Esto indica que una optimización del flujo de caja conduce a diseños con mejor rendimiento termodinámico que el diseño de mínimo coste (ver figura 5.42). Es decir, la inversión puede ser mayor ya que los ingresos derivados de la mayor potencia vendida a la red (por el mayor rendimiento) compensan el mayor coste de generación.

La figura 5.42, por su parte, muestra el rendimiento del ciclo combinado. Se observa cómo el rendimiento en el punto de mínimo coste no es el mayor, ya que puede ser mejorado si se eleva la presión o la temperatura del vapor o se reduce el pinch point.

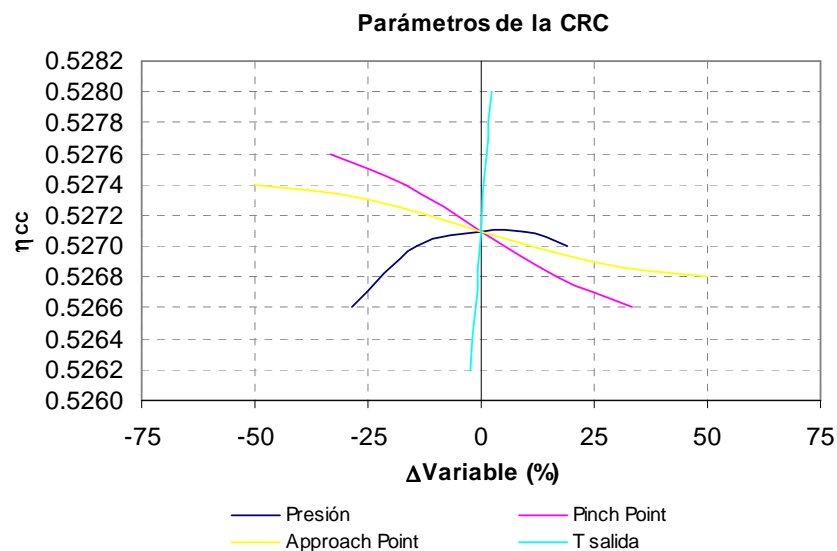


Fig. 5.42. Análisis de sensibilidad del rendimiento en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P.

Finalmente, estas figuras se pueden repetir utilizando una turbina de gas mayor, es decir, modificando la potencia de la planta a través del gasto másico de aire de la

turbina de gas. Como se ha indicado anteriormente, modificar únicamente el gasto de aire no conduciría a cambios desde un punto de vista termodinámico. Sin embargo, cuanto mayor sea la planta, los resultados económicos mejorarán por economías de escala y, por tanto, el punto óptimo podrá ser modificado. La figura 5.43 es la análoga a la 5.40 pero con un ciclo de idénticos parámetros a excepción del gasto de aire de la turbina de gas, que se aumenta de 500 kg/s a 700 kg/s. En ella se observa que para obtener el mínimo coste de generación se debería aumentar la presión y reducir el pinch point. Es decir, al ser el ciclo de mayor potencia, el óptimo económico se obtiene con mayor rendimiento termodinámico.

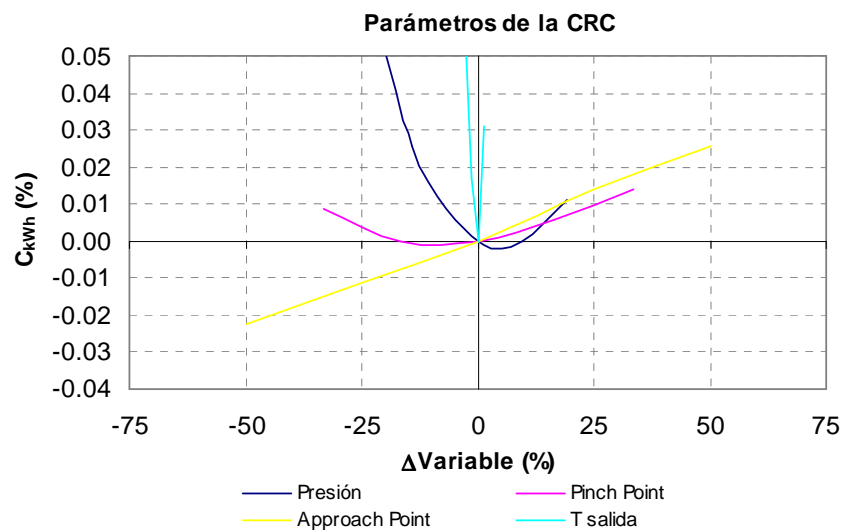


Fig. 5.43. Análisis de sensibilidad del coste de generación en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P con una turbina de gas mayor.

Configuración 2P

El esquema de la configuración de dos niveles de presión sin recalentamiento (2P) se muestra en la figura 5.44. Los parámetros de diseño en este caso son 8: las presiones de trabajo, los pinch y approach point y las temperaturas de salida de cada nivel de presión.

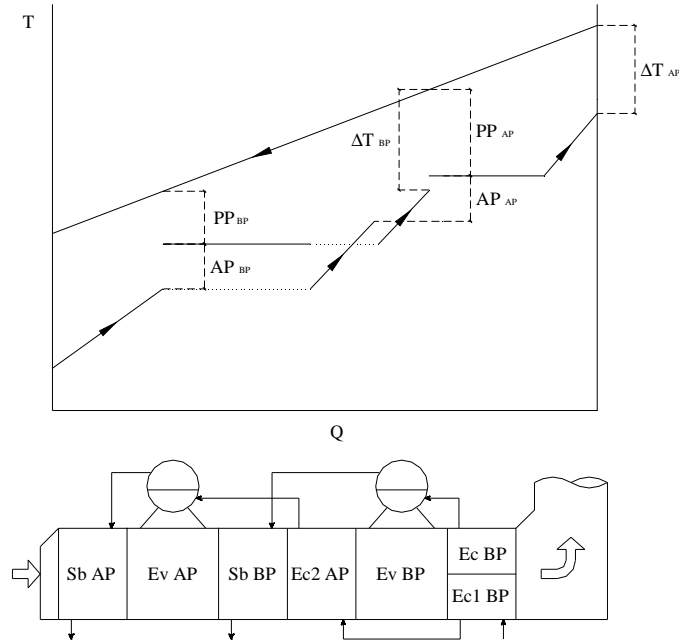


Fig. 5.44. Caldera de recuperación del ciclo 2P.

En la figura 5.44 se observa que el nivel de baja presión sólo aparece por debajo del evaporador de alta. Esto quiere decir que el comportamiento del nivel de alta debe ser idéntico al estudiado en la configuración 1P puesto que el nivel de baja no influye ni en el gasto de vapor de alta producido ni en la temperatura del vapor vivo. Por esta razón, el comportamiento termodinámico de la configuración 2P siempre mejora con respecto a la 1P, ya que el nivel de baja se encarga de recuperar más calor del que habría recuperado la caldera de 1P (La configuración 2P tiene menores pérdidas exergéticas que la 1P).

Presión y temperatura del vapor de alta:

En la figura 5.45 se representa el rendimiento en función de la presión y la temperatura del vapor vivo, ambos del nivel de alta. En la misma figura se presentan con tonalidades rojas los puntos donde la recuperación de calor por parte del nivel de baja es muy pequeña, tornándose en azules según va creciendo la aportación de potencia por parte del nivel de baja.

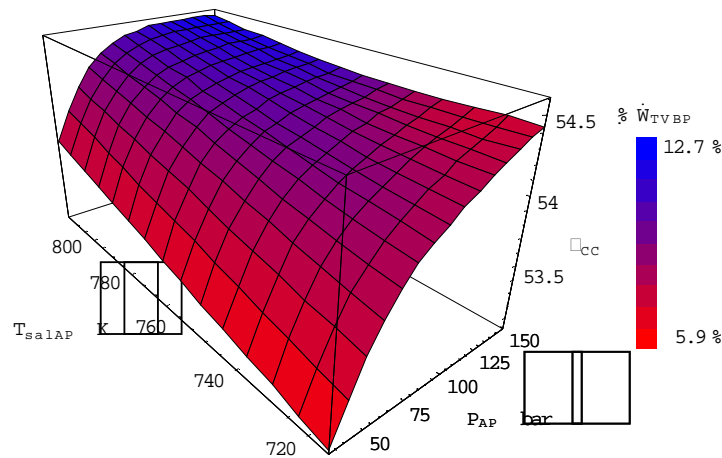


Fig. 5.45. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.

Comparando la figura 5.45 con la 5.36 se extraen dos conclusiones. Se debe tener presente al efectuar dicha comparación que el nivel de alta proporcionaría los mismos resultados que el ciclo de 1P, es decir, la figura 5.36 también puede representar la cantidad de calor recuperado y transformado en potencia por parte del nivel de alta. En primer lugar se observa que la recuperación de calor por parte del nivel de baja es más importante en las zonas donde el nivel de alta no conduce a buenos resultados (nótese que el eje de la presión tiene el sentido inverso en ambas curvas para facilitar la representación de la superficie). Es decir, cuanto menos calor recupera el nivel de alta (valles de la figura 5.36), el de baja puede recuperar más. Por tanto, la superficie de la figura 5.45 es mucho más regular o más suave que la de la 5.36.

La segunda conclusión importante es que el rendimiento del ciclo de 2P es mayor que el de 1P. Si se comparan los diagramas energía-temperatura de ambas configuraciones (figuras 2.6 y 2.7) se observa que la configuración 2P debe tener menores pérdidas exergéticas y por tanto la producción de vapor total es mayor.

Analizando cada parámetro por separado se puede observar la influencia que tienen sobre el rendimiento. Se observa que el rendimiento del ciclo siempre aumenta

cuando crece la presión del calderín de alta. Por tanto se debe tender a presiones muy altas pero teniendo en cuenta que cuanto más se eleve el valor, mayor será la humedad que aparezca en la zona de baja presión de la turbina.

Por otro lado, se observa que a bajas presiones interesa que la temperatura del vapor sea lo más elevada posible para aumentar el rendimiento. Sin embargo, a presiones muy altas, ésta tendencia se atenúa, llegando incluso a invertirse la pendiente en la zona de baja temperatura. A altas presiones existen, por tanto, dos modos de aumentar el rendimiento. Si la temperatura de salida del vapor es alta, la tendencia debería ser a aumentarla, mientras que si la temperatura es baja conviene bajarla aún más. En este último caso es muy probable que aparezcan problemas de humedad en la turbina, ya que la presión del nivel de alta es muy elevada y la temperatura del vapor vivo es baja. Esta zona de alta presión y baja temperatura consecuencia, en el ciclo de 2P, del remonte del rendimiento en la curva de la figura 5.36, que se producía por el aumento de la producción de vapor a muy altas presiones.

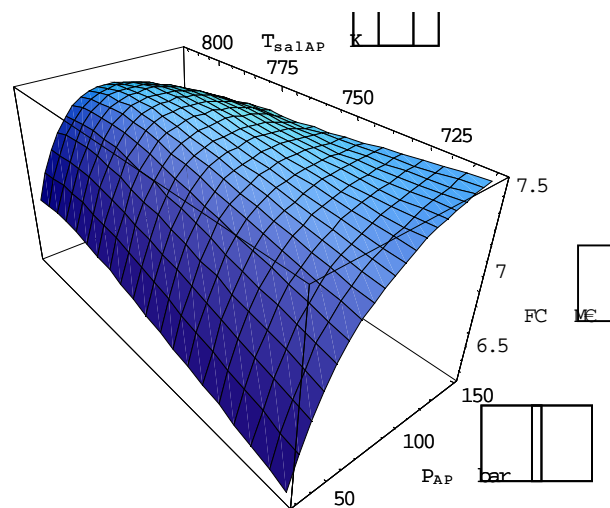


Fig. 5.46. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.

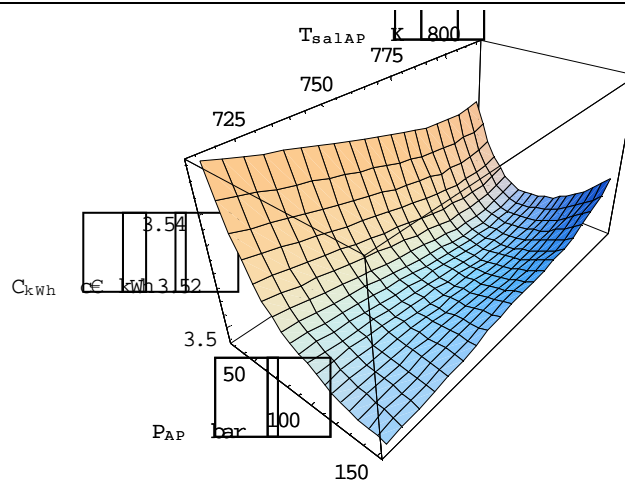


Fig. 5.47. Coste de generación en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.

Las figuras 5.46 y 5.47 muestran el flujo de caja y el coste de generación calculado a partir del modelo termoeconómico en función de la presión y de la temperatura del vapor vivo. Si se comparan con la 5.45 se observa que, de nuevo, las curvas termoeconómicas presentan un óptimo mientras que las termodinámicas no, tanto modificando la presión y la temperatura por separado como en conjunto. Al igual que en el caso de 1P, se observa que las superficies, cuando se evalúan termoeconómicamente, se alteran más según el eje de temperatura que según el de presiones, ya que el modelo económico penaliza según la superficie de intercambio de calor pero no considera el efecto de la presión.

Cabe destacar que en la curva existen dos zonas posibles para seleccionar los parámetros. Una será el punto máximo que se obtiene a alta presión y alta temperatura. La otra sería aquel que tenga una presión aún más elevada pero con temperatura de salida baja. Si se selecciona esta zona se debe cuidar de que no aparezcan problemas de humedad en la turbina.

Siguiendo un proceso paralelo al del apartado anterior, una vez conocido el comportamiento en función de la presión y la temperatura del vapor de alta para una

temperatura de los gases a la entrada a la caldera, el paso siguiente es analizar qué ocurre cuando ésta última se modifica.

Las figuras 5.48 y 5.49 muestran el rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de alta y la temperatura del vapor respectivamente para distintas temperaturas del gas.

En la 5.48 se observa de nuevo que el efecto que tiene aumentar la temperatura de los gases se puede interpretar como una traslación de la superficie de la figura 5.45 en el eje de temperaturas. Por otro lado, en la 5.49 se muestran, además del rendimiento, las curvas correspondientes al coste de generación, y se observa que conforme la temperatura de los gases aumenta, el mínimo en el coste es cada vez más bajo y se desplaza hacia mayor temperatura del vapor. Las conclusiones son, como en el ciclo de 1P, que el aumento de la temperatura de los gases conduce a diseños con presiones y temperaturas del vapor más altas.

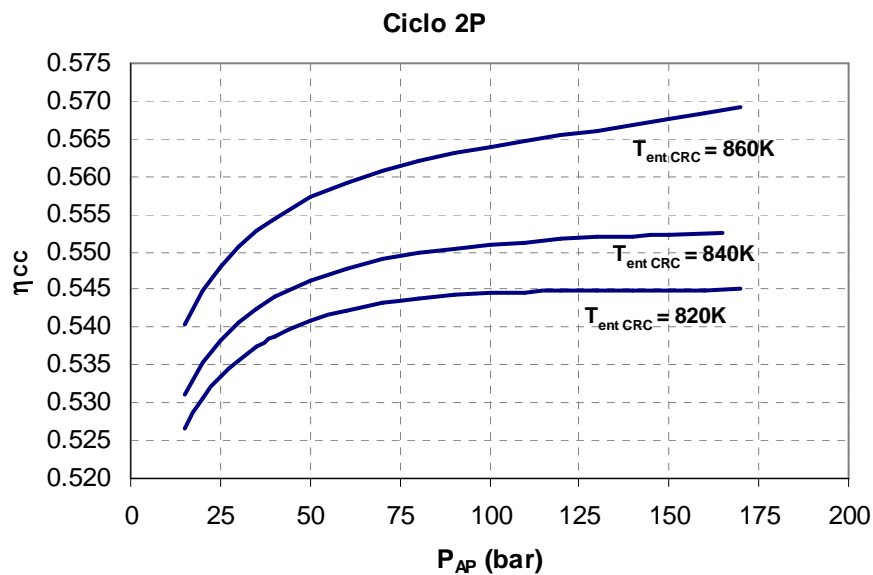


Fig. 5.48. Evolución de la tendencia del rendimiento con respecto a la presión cuando se modifica la temperatura de los gases.

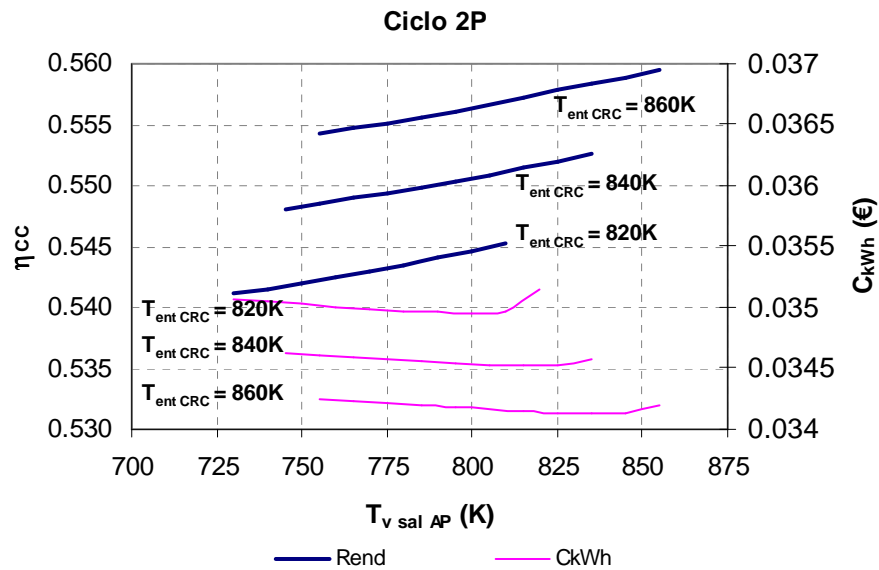


Fig.5.49. Evolución de la tendencia del rendimiento y del coste de generación con respecto a la temperatura del vapor cuando se modifica la temperatura de los gases.

Pinch Point y Approach Point:

El efecto del pinch point y del approach point es el mismo que en la configuración anterior. Por ese motivo se pospone su estudio para analizar en este momento la influencia de los parámetros del nivel de baja presión.

Presión de baja:

En la figura 5.50 se muestra el rendimiento del ciclo frente a la presión de alta y de baja, dejando los demás parámetros constantes. En ella se observa que la presión de alta, como antes, debe ser elevada, mientras que la de baja debe ser lo más pequeña posible para recuperar más calor.

La figura 5.51, por otro lado, muestra el flujo de caja en lugar del rendimiento, y se observa la aparición de un óptimo a una presión de alta no tan elevada y una presión de baja pequeña.

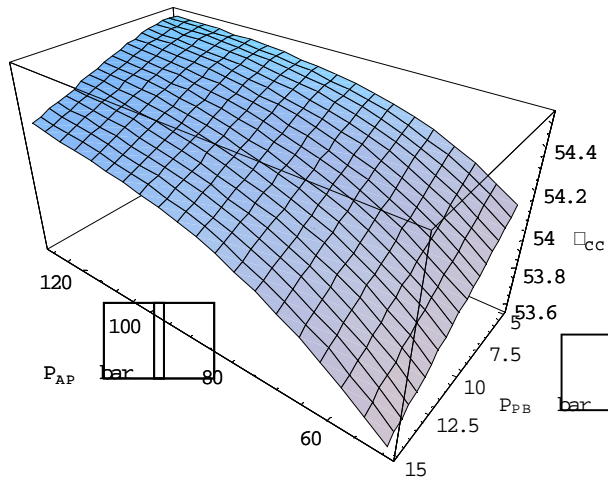


Fig. 5.50. Rendimiento del ciclo en función de la presión de alta y de baja en la configuración 2P.

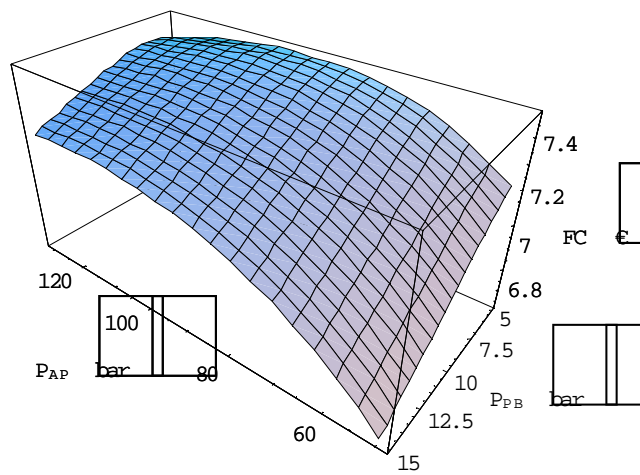


Fig. 5.51. Flujo de caja en función de la presión de alta y de baja en la configuración 2P.

El valor de la presión de baja puede estar también influido por el valor que tome la temperatura del vapor vivo de alta. Esta dependencia se observa en la figura 5.52.

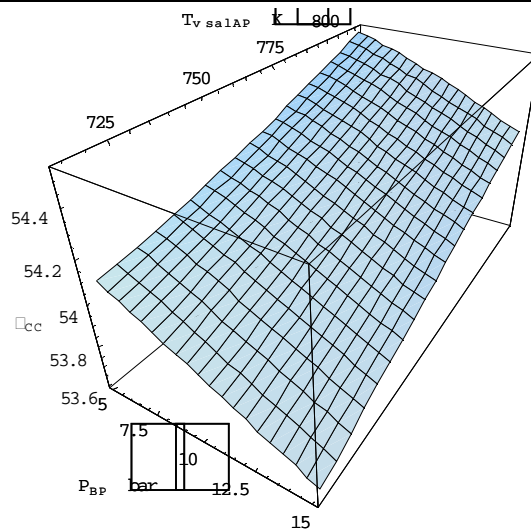


Fig. 5.52. Rendimiento del ciclo en función de la presión de baja y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.

Como se puede ver, de nuevo compensa ir hacia bajas presiones. En la figura 5.53 se muestra el flujo de caja, donde de nuevo aparece un óptimo, que se sitúa con la mínima presión.

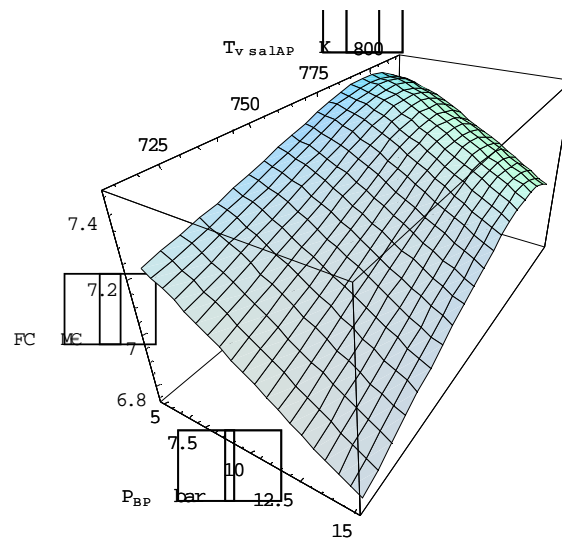


Fig. 5.53. Flujo de caja en función de la presión de baja y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.

De ese modo, de las figuras 5.50-5.53 se puede concluir que una vez seleccionados la presión y la temperatura del nivel de alta, el calderín del nivel de baja debe tener una presión de saturación pequeña.

El pinch point y el approach point del nivel de alta también pueden afectar al valor óptimo de la presión de baja. El pinch point influye directamente en el valor de la temperatura de los gases a la entrada del sobrecalentador de baja (figura 5.44) y en el gasto másico de vapor de alta. Cuanto menor sea el pinch point, menor será la temperatura del gas y mayor el gasto de alta –factores que empeoran la producción del nivel de baja–. Estos mismos efectos ocurren cuando se aumenta la presión de alta (como ya se explicó en el apartado anterior, cuando la presión es elevada, un aumento de ésta conduce a mayores gastos másicos). Por lo tanto, el efecto de una reducción del pinch point es muy parecido, aunque de menor influencia, al aumento de la presión de alta. El efecto del approach point es aún más sensible que el del pinch point, y es similar a una variación de la temperatura del vapor de alta; una disminución del approach point o de la temperatura del vapor conduce a un aumento del gasto de vapor de alta, pero no afecta a la temperatura del gas en el economizador de baja.

Temperatura del vapor de baja:

El siguiente parámetro a estudiar es la temperatura de salida del nivel de baja. Este parámetro se estudia a través de la diferencia terminal de temperaturas del sobrecalentador de baja ($\Delta T = T_{g\ ent\ sob} - T_{v\ sal\ sob}$). En la figura 5.54 se muestra su influencia para distintos valores de los parámetros del nivel de alta.

En la misma figura se observa cómo la influencia sobre el rendimiento es muy pequeña, por tanto, cuanto menor sea la diferencia terminal (o mayor la temperatura del vapor) mayor será el coste de generación. Esta tendencia implicaría que no es conveniente el sobrecalentamiento del nivel de baja (o a lo sumo la existencia de un óptimo a muy baja temperatura). Sin embargo dicho sobrecalentamiento puede ser necesario para aumentar el título de vapor a la salida del cuerpo de baja de la turbina.

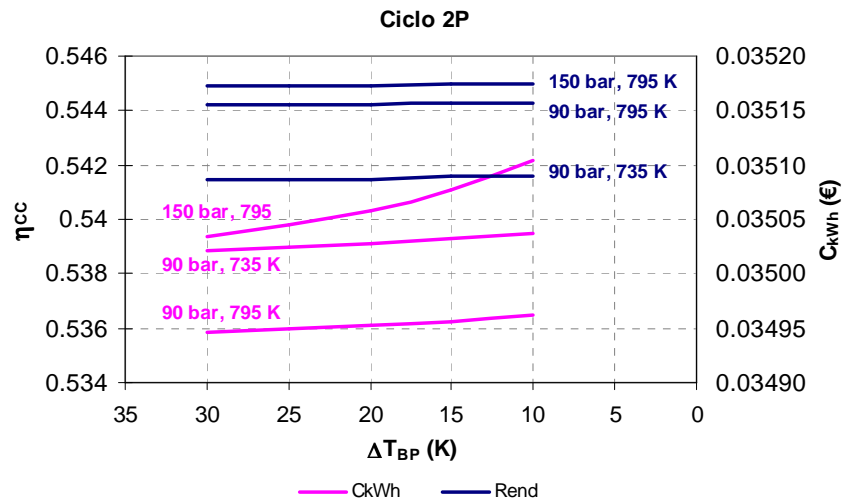


Fig. 5.54. Rendimiento y coste de generación en función de la diferencia terminal de temperaturas en el sobrecalentador de baja presión.

Análisis de sensibilidad:

Para finalizar el estudio del ciclo de 2P se muestra el análisis de sensibilidad en el punto de diseño de mínimo coste de generación (usando la turbina de gas de la tabla 5.7).

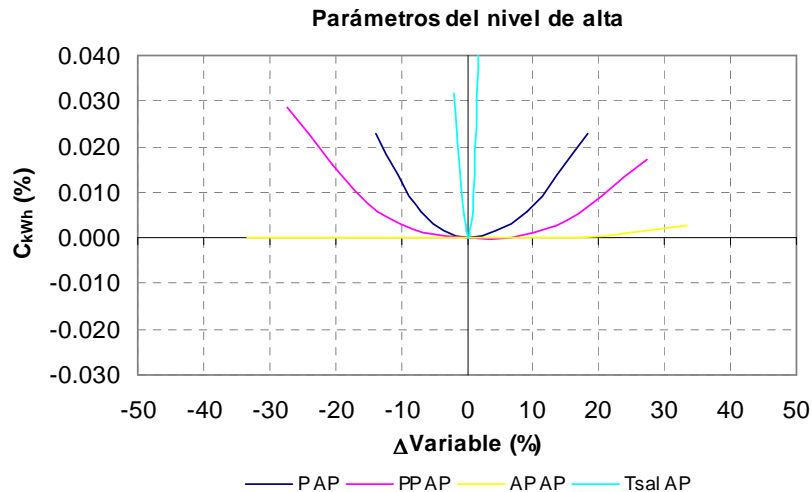


Fig. 5.55. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P.

En la figura 5.55 se muestra la variación de los parámetros de diseño del nivel de alta. Cabe destacar que el comportamiento al variar el pinch point y el approach point es el esperado, es decir, puede existir un punto de mínimo coste ya que al disminuir dichos parámetros aumenta el rendimiento y el coste.

La figura 5.56 es equivalente a la anterior pero variando los parámetros del nivel de baja. Se observa que existe un mínimo para la presión y para el pinch point, mientras que la diferencia terminal de temperaturas debería ser mayor (como se ha explicado anteriormente). En cuanto al approach point se observa que en esta ocasión se debe fijar su valor por razones técnicas y no económicas ya que no se llega a una solución de compromiso coste-rendimiento.

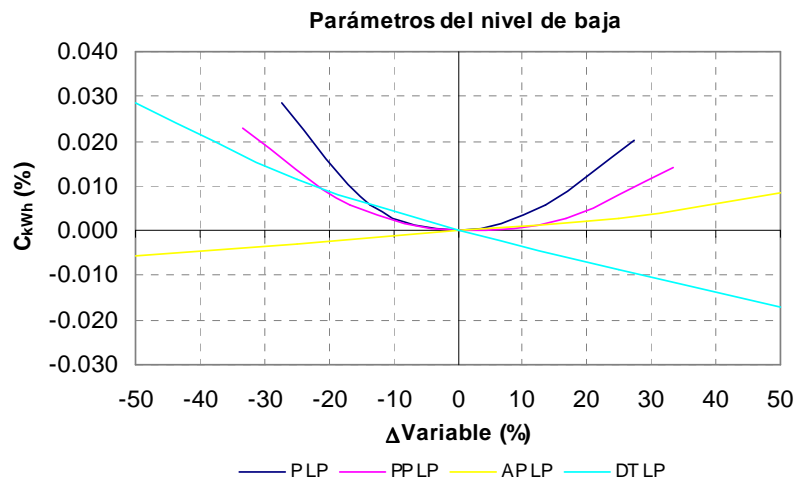


Fig. 5.56 Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de baja en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P.

La figura 5.57 muestra el análisis de sensibilidad del flujo de caja en el punto de diseño de mínimo coste. Como en el caso del ciclo de 1P, se observa que el punto de máximo flujo de caja no es el mismo que el de mínimo coste (de ser así, en la figura aparecerían todos los máximos en el origen). La solución para obtener el mayor flujo de caja proporcionaría mejores rendimientos termodinámicos, ya que la tanto la presión como la temperatura del vapor de alta deberían ser mayores y el pinch point más pequeño.

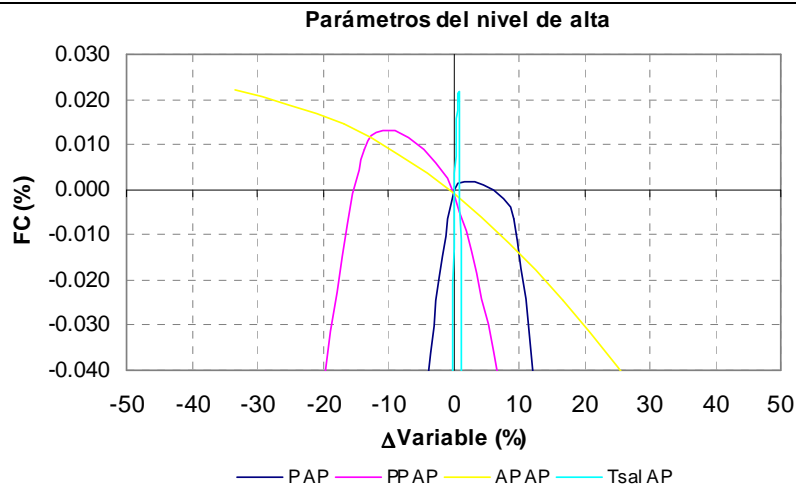


Fig. 5.57 Análisis de sensibilidad del flujo de caja frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P.

Por último se muestra el análisis del ciclo con los mismos valores de los parámetros pero con una turbina con mayor gasto de aire. De nuevo se observa que el diseño de mínimo coste debe tender a rendimientos termodinámicos mayores por economías de escala.

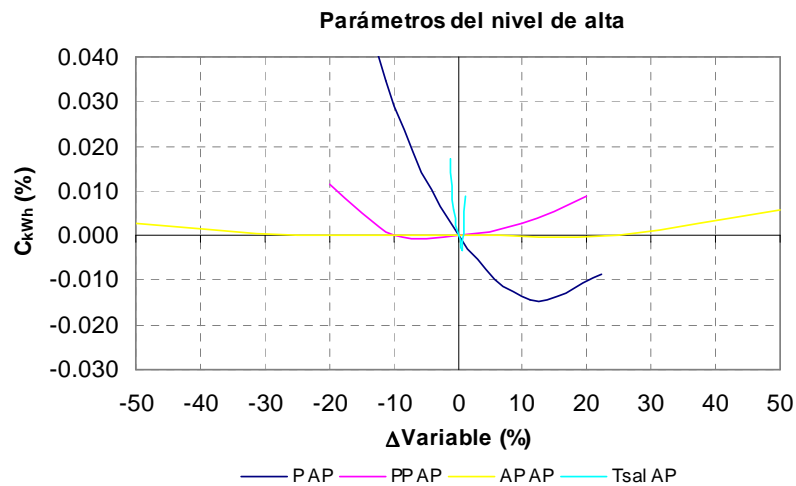


Fig. 5.58 Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P con una turbina de gas mayor.

Configuración 2PR

El esquema del ciclo 2PR se muestra en la figura 5.59. Los parámetros de diseño en esta configuración son de nuevo los 8 de la configuración anterior, es decir, la presión de los calderines, la temperatura de salida del vapor, el pinch point y el approach point de cada uno de los niveles de presión.

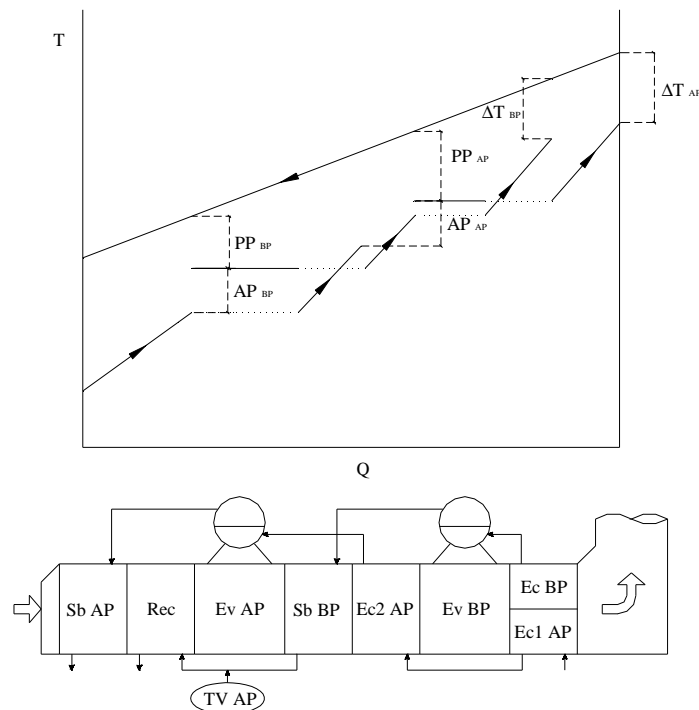


Fig. 5.59. Caldera de recuperación de calor del ciclo 2PR.

En la figura 5.59 se observa que en esta configuración, el nivel de baja presión sí afecta a la producción de vapor de alta, debido a que el recalentador (de baja presión) está en la parte de alta temperatura de la caldera. Debido a esto, cuanto más calor recupere el nivel de baja, menos calor recuperará el de alta y el nivel de baja presión adquirirá mayor importancia. Otra consecuencia de esta dependencia es que la producción de vapor del nivel de alta no es la misma que la del ciclo de 1P, como ocurría en el 2P.

Presión y temperatura de alta:

La figura 5.60 muestra el rendimiento frente a la temperatura del vapor y frente a la presión de alta. En tonalidades más azules se muestran los puntos donde la potencia producida por el nivel de baja es mayor.

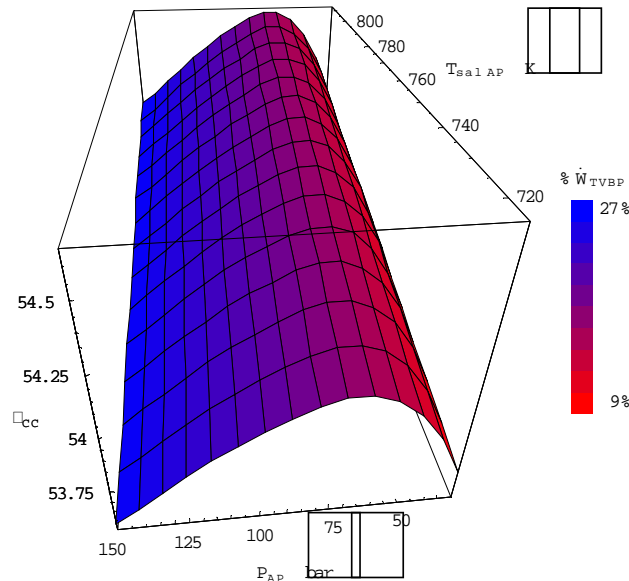


Fig. 5.60. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2PR.

Comparando esta figura con la 5.45 (de la configuración 2P), en primer lugar se observa que la influencia del ciclo de baja es mucho mayor. Este comportamiento es consecuencia de lo dicho anteriormente; cuanto más vapor produce el nivel de baja, el nivel de alta puede disponer de menos calor. Otro hecho importante es que se encuentra un rendimiento máximo cuando se modifica la presión, mientras que en la configuración 2P esto era muy difícil de obtener. Es decir, la superficie se hace decreciente a altas presiones. De nuevo, este comportamiento lo explica la alta producción de vapor por parte del nivel de baja. Cuanto mayor es la presión de alta, la temperatura de los gases a la entrada del primer sobrecalentador de baja (en la zona de baja temperatura) es mayor y, por tanto, el nivel de baja recupera más calor. La mayor cantidad de vapor de baja roba parte del calor en la zona de alta temperatura y la

producción de vapor de alta, más influyente en el rendimiento, se reduce. En cuanto al valor del rendimiento, se observa que es muy parecido al obtenido con el 2P.

Si se compara ahora la figura 5.60 con la 5.36 se observa que la zona de alto rendimiento se desplaza hacia mayores presiones, debido a la aportación del nivel de baja. Por otro lado, en la superficie del ciclo 2PR no existe el remonte de rendimiento a muy altas presiones. Este remonte se debía al aumento de la producción de vapor. En el caso del 2PR no existe ya que a tan alta presión el nivel de baja roba mucho calor al de alta y no permite este aumento de la producción de vapor.

Finalmente, se puede comprobar que el aumento de la temperatura del vapor siempre conduce a mejores rendimientos, ya que aumenta la cantidad de calor a recuperar en la zona de alta temperatura.

En la figura 5.61 se muestra el flujo de caja en lugar de el rendimiento. Se observa, como siempre, que la superficie se altera sobre todo en el eje de temperaturas, dando lugar a un punto óptimo. En el eje de la presión la influencia es menor, aunque se puede observar que el máximo se encuentra a menores presiones.

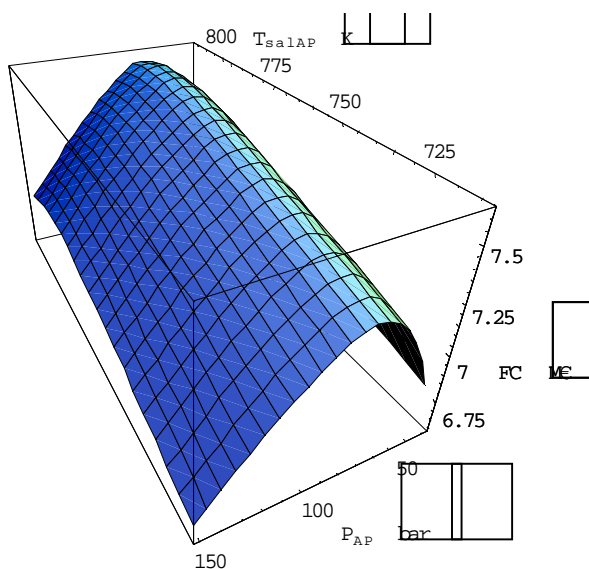


Fig. 5.61. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.

Como conclusión general de ambas figuras, se destaca que el punto óptimo de diseño se encuentra a mucha menor presión que con el ciclo de 2P. La influencia de la temperatura de escape sobre las superficies mostradas es la misma que en los casos anteriores. Es decir, a mayores temperaturas, el rendimiento y el flujo de caja son mayores (el coste de generación menor) y el punto óptimo se desplaza hacia mayor presión y mayor temperatura. La figura 5.62 muestra este comportamiento en el caso de la presión.

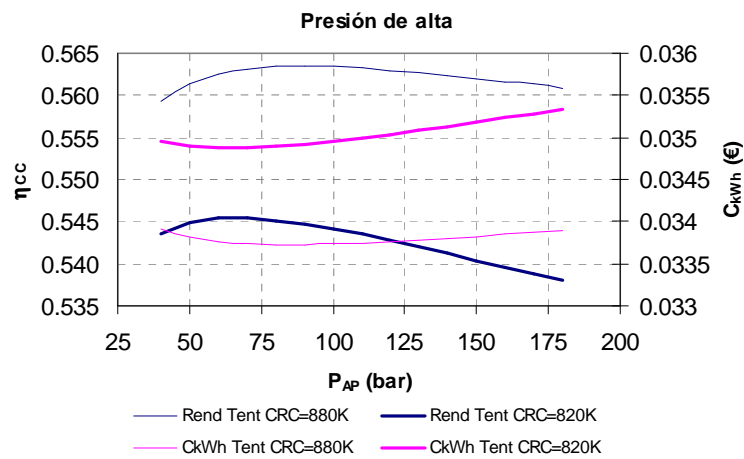


Fig. 5.62. Evolución de la tendencia del rendimiento y del coste de generación con respecto a la presión de alta cuando se modifica la temperatura de los gases.

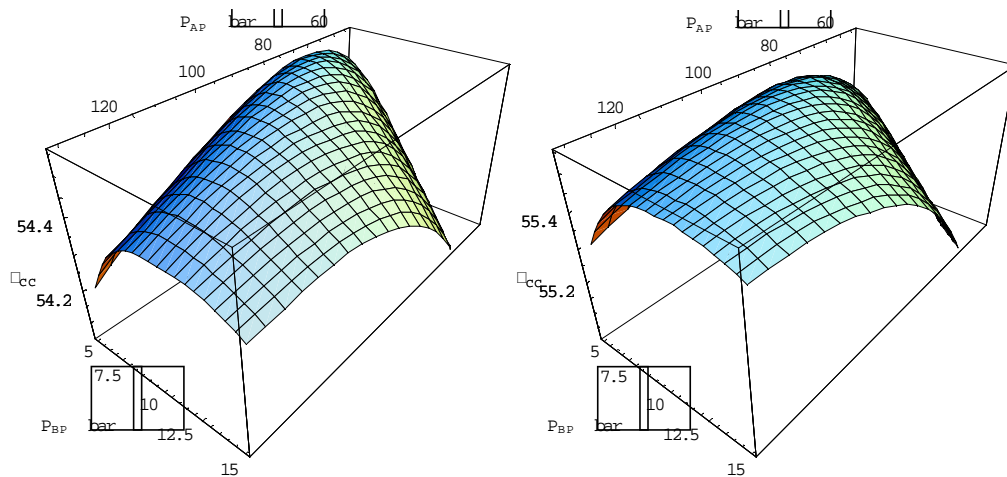


Fig. 5.63 y 5.64. Rendimiento del ciclo en función de la presión de alta y de baja.

Presión de baja:

A continuación se realiza un estudio para ver la influencia y determinar el valor de la presión del nivel de baja. Para ello se muestran las figuras 5.63 y 5.64. La diferencia entre ambas es la temperatura de entrada de los gases a la caldera. En el caso de la figura 5.63, dicha temperatura es de 820K mientras que en la 5.64 es de 850K.

En ambas se observa cómo el valor de la presión de baja debe aumentarse si se incrementa el de alta para mantener el rendimiento elevado, es decir, si la presión de alta es pequeña, la presión de baja también lo deberá ser porque, en caso contrario, estará demasiado cerca del de alta para poder recuperar calor. Por el contrario, si el valor de la presión de alta es elevado, una presión muy reducida en el nivel de baja conduciría una gran producción de vapor en este nivel, que terminaría perjudicando al nivel de alta.

Igualmente se detecta un punto óptimo en ambas curvas, que se desplaza hacia mayores presiones si se eleva la temperatura de los gases.

La figura 5.65 es la equivalente a la 5.63 para el flujo de caja.

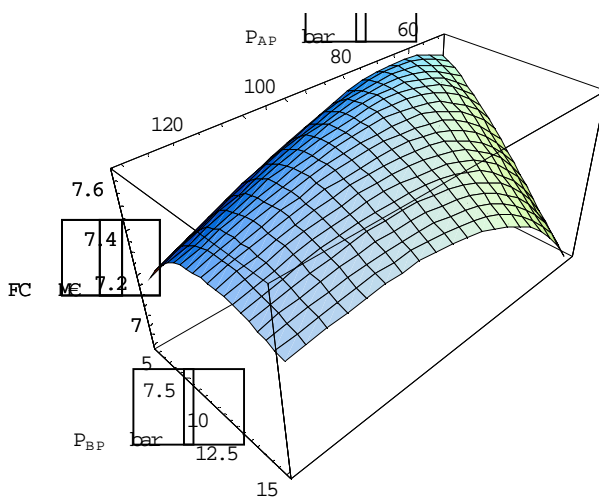


Fig. 5.65. Flujo de caja en función de la presión de alta y de baja en el ciclo 2PR.

Temperatura del vapor de baja:

Otra factor que puede influir en el rendimiento de ciclo es la temperatura de salida del nivel de baja presión. En esta configuración su influencia es mayor que en el 2P por dos motivos. El primero es que la temperatura que se alcanza es del orden de la del nivel de alta y, por tanto, el salto entálpico en el cuerpo de baja de la turbina es muy alto. El segundo factor es que dicha temperatura también afecta al vapor producido por el nivel de alta, ya que se ambos se mezclan antes del recalentamiento. La figura 5.66 muestra los resultados obtenidos.

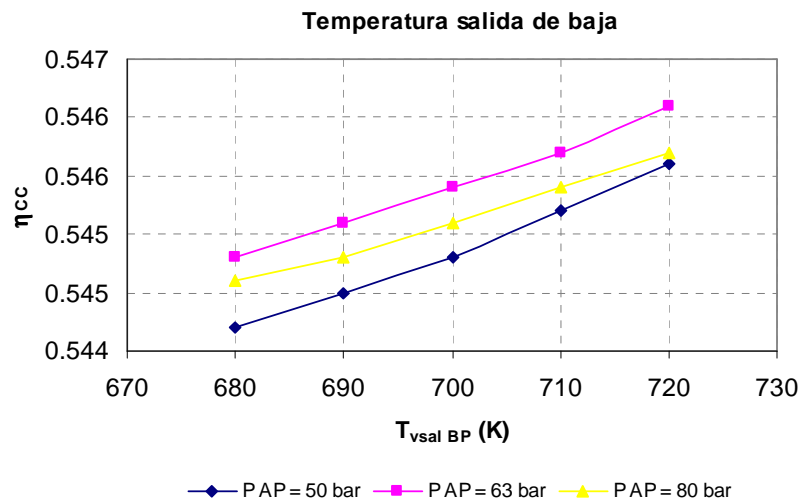


Fig. 5.66. Influencia de la temperatura del vapor recalentado.

Como era de esperar, el rendimiento del ciclo aumenta si lo hace la temperatura del vapor de baja presión. Si se representara el flujo de caja o el coste de generación en lugar del rendimiento se obtendrían un máximo o un mínimo respectivamente que sería el punto de compromiso entre coste y rendimiento.

Análisis de sensibilidad:

Para finalizar el estudio de esta configuración se muestra el análisis de sensibilidad de los parámetros del nivel de alta en el punto de mínimo coste. En dicho análisis (figura 5.67) se observa cómo es posible encontrar el óptimo. Igualmente se puede

deducir qué parámetros son los más influyentes, que como en las configuraciones anteriores son la presión y la temperatura del vapor. Para el pinch point se vuelve a encontrar un punto óptimo mientras que la influencia del approach point es mucho menor y no se detecta claramente un mínimo.

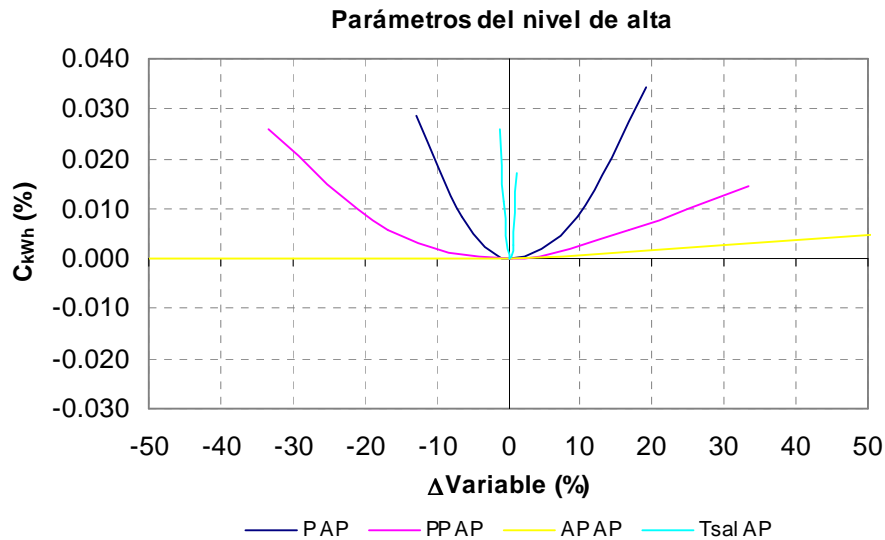


Fig. 5.67. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2PR.

El análisis de sensibilidad del flujo de caja conduce a las mismas conclusiones que en las configuraciones anteriores.

Configuración 3PR

La siguiente configuración que se estudia es la de 3PR. Su esquema se muestra en la figura 5.68. Como puede observarse, el esquema es idéntico a la 2PR con la salvedad de que se añade un evaporador más de baja presión (el nivel de media presión de la configuración 3PR se corresponde con el de baja de la 2PR) y un economizador.

El comportamiento que se puede predecir para esta configuración será muy similar al de la de 2PR, debido a las características y disposición común de los intercambiadores. La diferencia vuelve a ser, como ocurría entre el 1P y el 2P, que el

nivel de baja presión podrá recuperar un calor adicional de los gases de escape, que será tanto mayor cuanto menor sea el recuperado por los niveles de alta y media.

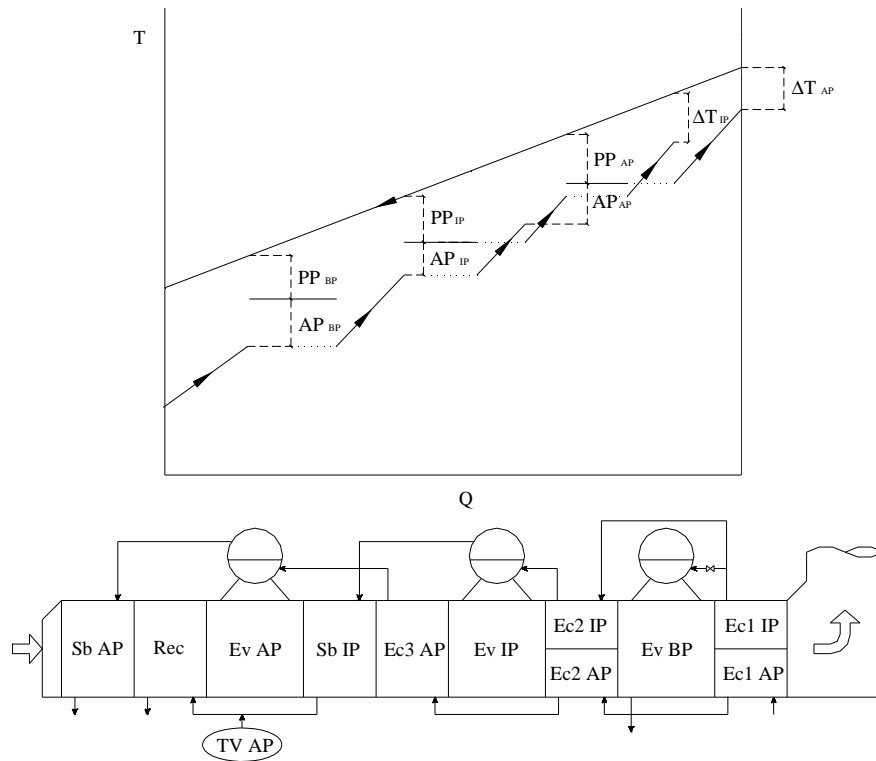


Fig. 5.68. Caldera de recuperación de calor del ciclo 3PR.

Presión y temperatura de alta:

Para comenzar a mostrar los resultados más interesantes se presenta la figura 5.69. En ella se estudia la influencia de la presión y de la temperatura del vapor de alta sobre el rendimiento.

Como primer resultado a resaltar destaca el aumento de rendimiento, debido a las menores pérdidas exergéticas en la caldera como consecuencia de la introducción de un nuevo nivel que recupera más calor. En segundo lugar, cabe decir que el comportamiento que se espera es muy parecido al mostrado en la figura 5.60 para la configuración 2PR. Efectivamente este comportamiento es muy similar si se atiende a

dos diferencias básicas. La primera se refiere al nivel de media. En dicho nivel, la presión del calderín se toma como 25 bar (ver tabla 5.3) mientras que el de baja en la figura 5.60 era de 5 bar (tabla 5.4). Al ser, en el caso del 3PR, la presión de media más elevada que la de baja del 2PR, la presión de alta a la que se obtiene el rendimiento máximo debe ser mayor (ver figuras 5.63 y 5.64). La otra diferencia acentúa aún más esta subida de presión en el punto de máximo rendimiento y está relacionada con el nivel de baja. Efectivamente, a muy altas presiones en el nivel superior de la configuración 2PR el rendimiento bajaba por una menor recuperación por parte de dicho nivel de alta. Esta menor recuperación provoca una mayor producción de vapor en el nivel de baja del ciclo 3PR y, por tanto, se atenúa la bajada del rendimiento (el máximo se sitúa a mayores presiones).

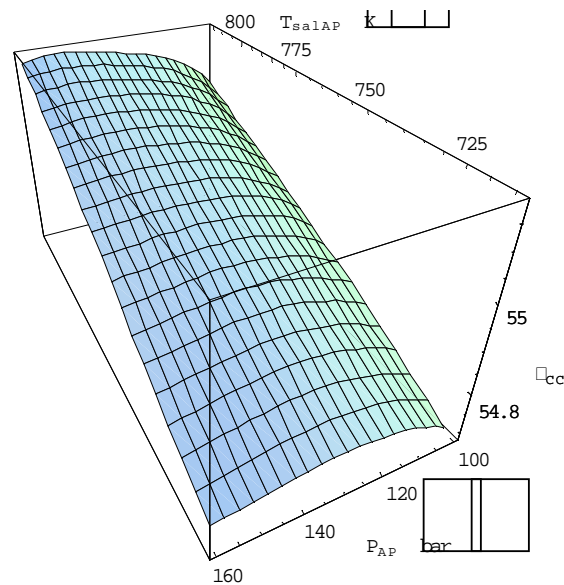


Fig. 5.69. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PR.

En cuanto a la influencia de la temperatura del vapor de alta, la tendencia es la esperada, es decir, el rendimiento aumenta conforme se eleva la temperatura del vapor.

Presión intermedia:

Otro resultado que debería ser similar en las configuraciones 2PR y 3PR sería el estudio de la presión de los niveles de alta-baja y alta-intermedia respectivamente. Comparando las figuras 5.70 y 5.63 se observa que para el ciclo 3PR se sigue manteniendo la correlación entre ambas presiones para conseguir un buen rendimiento (es decir, conviene aumentar o disminuir ambas conjuntamente). Sin embargo aparece de nuevo una diferencia como consecuencia de introducir el tercer nivel de presión.

En la figura 5.70 se muestra en tonalidades más azuladas el porcentaje de la potencia del ciclo de vapor proveniente del nivel de baja. Se observa que conforme la presión intermedia aumenta, el nivel de baja produce más potencia. Como consecuencia de esto, se observa en la gráfica que el rendimiento tiene un punto de inflexión en el eje de la presión intermedia que hace que el rendimiento tienda a remontar de nuevo. Este comportamiento no aparecía en la figuras 5.63 y 5.64 para el ciclo 2PR.

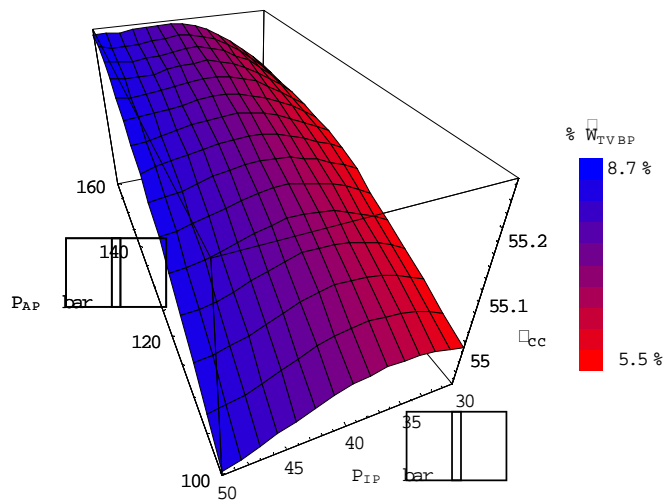


Fig. 5.70. Rendimiento del ciclo en función de las presiones de alta e intermedia en la configuración 3PR.

Por otro lado, la figura 5.71 muestra cómo efectivamente la producción del vapor del nivel de baja está totalmente influenciada por la presión del nivel de media.

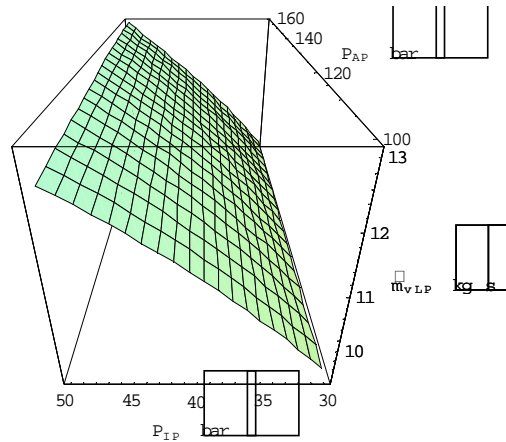


Fig. 5.71. Gasto másico del vapor de baja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PR.

El efecto de la temperatura de los gases es el mismo que en la configuración anterior y, por esa razón, no se muestran los resultados.

Presión de baja:

Para estudiar qué valor se debe dar a la presión de baja se muestran las figuras 5.72 y 5.73, en las que se grafica el rendimiento del ciclo en función del nivel de baja para diversas presiones de alta o de media respectivamente.

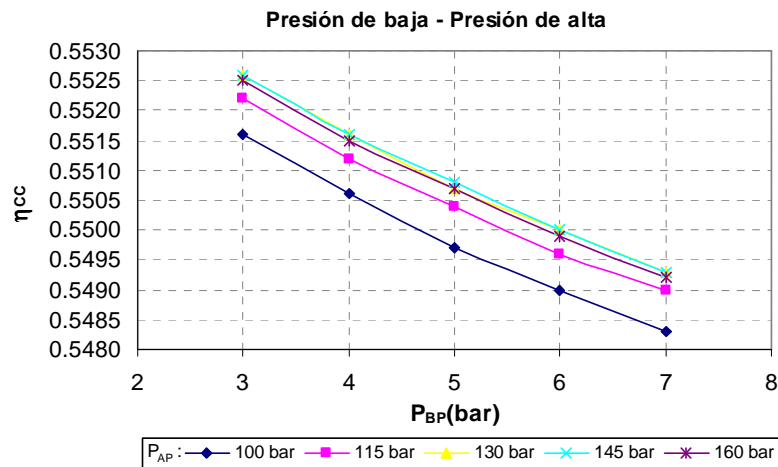


Fig. 5.72. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PR para distintas presiones de alta.

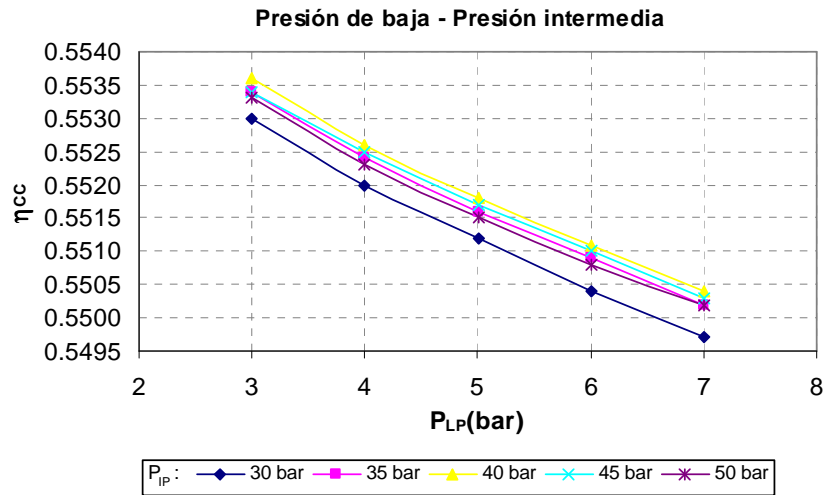


Fig. 5.73. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PR para distintas presiones intermedias.

En ambas graficas se observa que el valor de la presión debe ser el más pequeño posible, como ocurría en el caso de la configuración 2P. Esto sucede porque cuanto menor sea la presión, mayor será el gasto de vapor producido, sin influir, además, en la producción de los demás niveles.

En este punto cabe recordar que el nivel de baja del ciclo de 2P tenía un sobrecalentamiento, que económicamente no era aconsejable pero sí técnicamente por razones de humedad en la turbina de vapor. En el caso de los ciclos con 3 niveles de presión, algunos fabricantes no incluyen un sobrecalentamiento en el nivel de baja, ya que de nuevo sería poco aconsejable económicamente y los problemas de humedad no son tan importantes ya que el nivel de media del ciclo 3PR tiene mucha menor presión que el de alta del 2P.

Análisis de sensibilidad:

Finalmente, la figura 5.74 muestra el análisis de sensibilidad de los parámetros de alta para el diseño de mínimo coste.

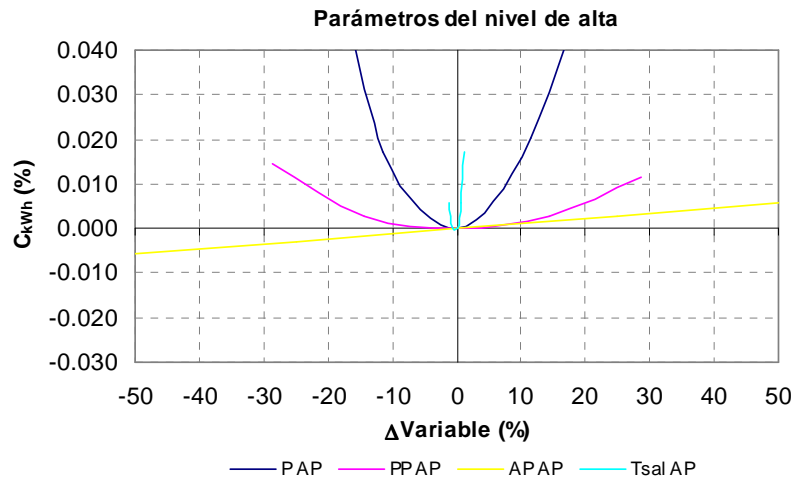


Fig. 5.74. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 3PR.

Configuración IPS

Las configuraciones mostradas hasta este momento responden a los diseños más clásicos dentro de las posibilidades existentes. Sin embargo, como se ha dicho a lo largo de la tesis, es de esperar que en los diseños futuros se tienda a emplear configuraciones con presiones supercríticas, ya que las pérdidas exergéticas de la caldera se reducen notablemente y, por tanto, aumenta el rendimiento del ciclo. Por este motivo se considera interesante obtener resultados de estos ciclos para poder estudiarlos y conocer su comportamiento. En este apartado se estudia el comportamiento de una caldera de recuperación de calor de 1 nivel de presión (1PS) en condiciones supercríticas y en el siguiente apartado se estudiará la configuración de 3 niveles de presión con recalentamiento (3PRS) con el nivel de alta en condiciones supercríticas.

La figura 5.75 muestra el esquema del ciclo 1PS, donde se puede observar la gran sencillez de la caldera, compuesta por un único intercambiador dividido en dos secciones (EvSC1 y EvSC2, de forma que el número de tubos sea mayor en la zona de alta temperatura para que la velocidad del fluido no sea demasiado elevada por su menor densidad).

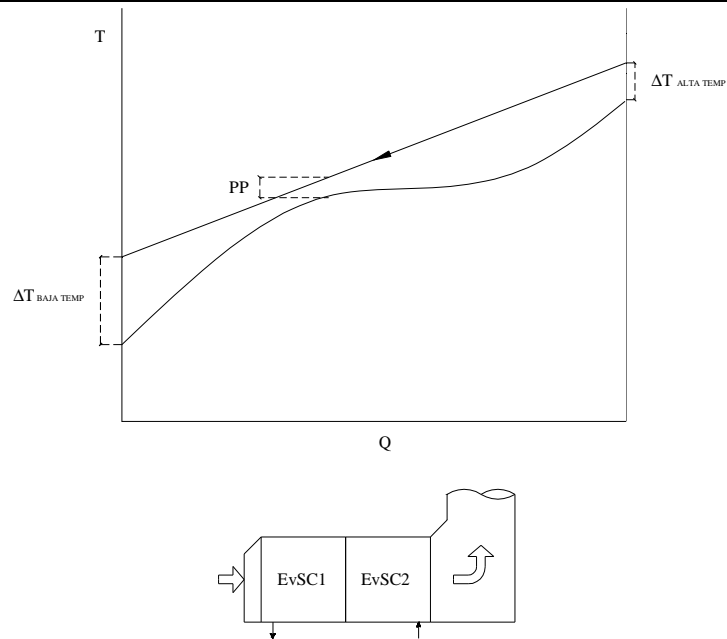


Fig. 5.75. Caldera de recuperación de calor del ciclo 1PS.

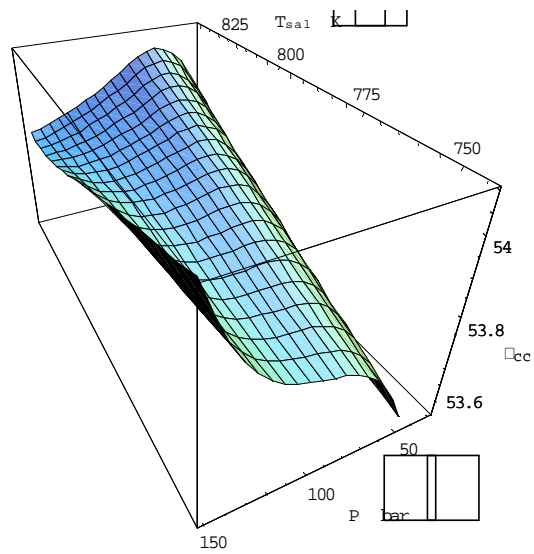


Fig. 5.76. Rendimiento del ciclo 1P en función de la presión y la temperatura del vapor cuando el gas entra a la caldera a 850K.

Antes de mostrar ningún resultado conviene intentar extrapolar qué ocurriría si a un ciclo 1P se le aumenta mucho la temperatura de los gases a la entrada de la caldera y además se incrementa la presión llegando a valores casi supercríticos. Para ello es interesante volver a la figura 5.36 y compararla con la 5.76, donde la temperatura de los gases se eleva hasta 850K.

Como se discutió anteriormente, el efecto de aumentar la temperatura es como trasladar la superficie hacia atrás en el eje de temperaturas. Efectivamente se puede observar cómo el remonte del rendimiento a bajas temperaturas y altas presiones toma cada vez una importancia mayor (se llega a ver el reverso de la superficie en esa zona de la figura 5.76). Este remonte era producido por el aumento de la producción de vapor, a causa de forma de las isothermas en diagrama de Mollier.

Si se continúa aumentando la temperatura del gas y se incrementa la presión, la curva se transforma en la de la figura 5.77.

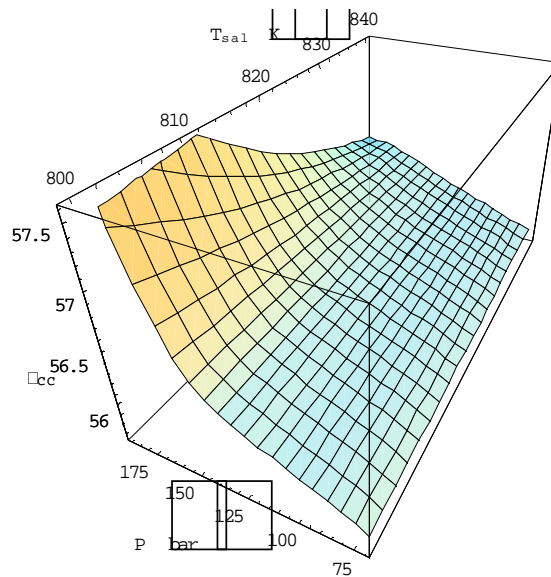


Fig. 5.77. Rendimiento del ciclo 1P en función de la presión y la temperatura del vapor cuando el gas entra a la caldera a 875K.

En ella se puede observar que el aumento del rendimiento se hace cada vez más fuerte, sobre todo para temperaturas bajas del vapor sobrecalentado.

Presión y temperatura del vapor:

Cuando se aumenta la presión hasta superar el punto crítico, la configuración de la caldera debe ser de paso único (figura 5.75). La superficie que se obtiene con dichas presiones se muestra en la figura 5.78.

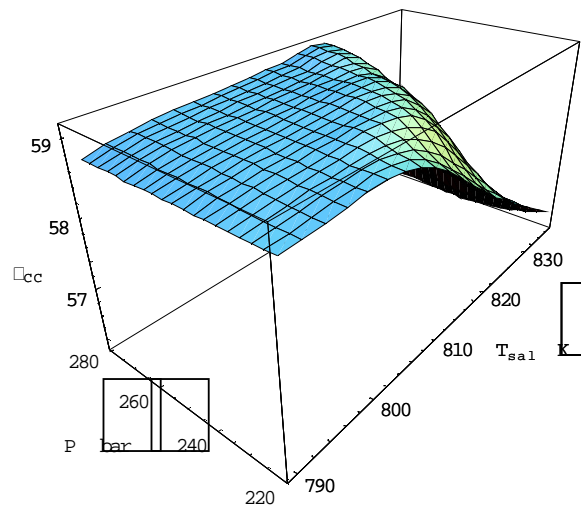


Fig. 5.78. Rendimiento del ciclo 1P en función de la presión y la temperatura del vapor cuando el gas entra a la caldera a 875K.

Lo más destacable de la figura es que hay una zona en la que el rendimiento parece ser independiente de la presión y de la temperatura del vapor, y además toma un valor muy elevado (casi un 60%).

La independencia de la presión a bajas temperaturas se justifica de nuevo con las ecuaciones 5.1 y 5.3. Al igual que en el caso de 1P, conforme la presión aumenta, la producción de vapor se hace mayor ya que el denominador de la 5.3 disminuye. Pero por otro lado, el salto entálpico de la turbina de vapor es menor debido a la disminución de la entalpía del vapor (diagrama de Mollier). En el caso de la configuración supercrítica, la ganancia de vapor se compensa con la reducción del salto entálpico, y el rendimiento permanece constante.

Por otro lado, si se observa la figura 5.78, se aprecia que en la parte aparentemente plana de la superficie, en realidad el rendimiento si crece con la temperatura del vapor. La tendencia no es que sea menor que en configuraciones anteriores sino que la escala del eje z es mucho menos fina en este caso.

Finalmente es muy destacable que para temperaturas del vapor más altas las variaciones son mucho más bruscas. Comparando las figuras 5.77 y 5.78 se puede deducir que a altas temperatura la superficie va “con retraso”, es decir, a altas temperaturas la presión debe subir más hasta llegar a la zona “plana” de la superficie. Esto es consecuencia de nuevo de la forma de las isothermas en el diagrama de Mollier (el descenso de la entalpía con la presión se retarda a temperaturas mayores).

Diferencia terminal de baja temperatura (pinch point):

El siguiente parámetro a estudiar sería la diferencia terminal de temperaturas a la salida de los gases de la caldera ($\Delta T_{\text{baja T}}$, definido en la figura 5.75). En las figuras 5.79 y 5.80 se muestra cómo varía la influencia de la presión y de la temperatura del vapor respectivamente cuando se disminuye el valor de $\Delta T_{\text{baja T}}$.

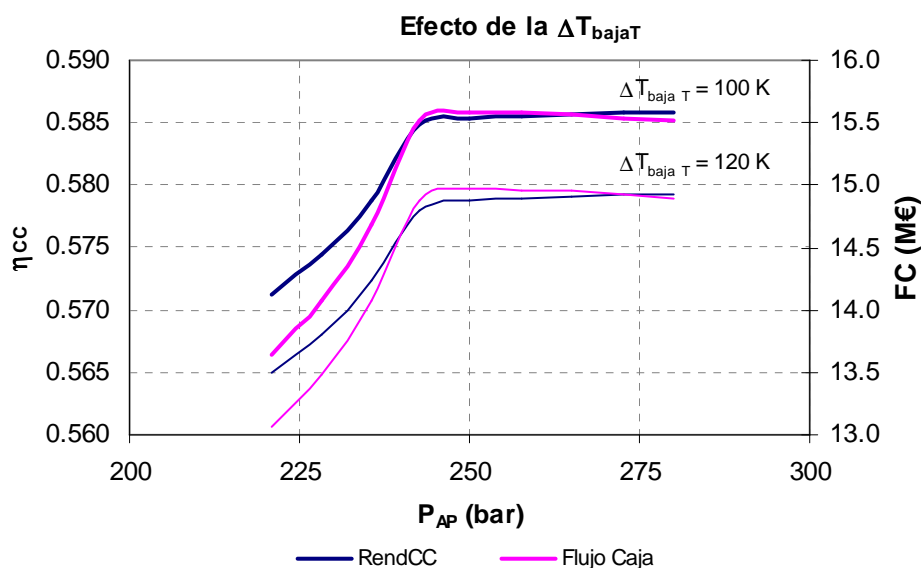


Fig. 5.79. Rendimiento y flujo de caja del ciclo IPS en función de la presión para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{\text{baja T}}$)

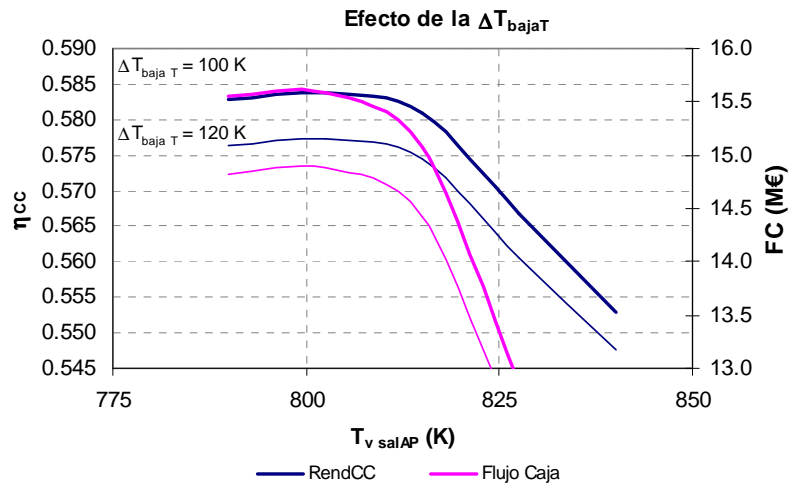


Fig. 5.80. Rendimiento y flujo de caja del ciclo 1PS en función de la temperatura del vapor para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{baja\ T}$)

El efecto de la reducción de $\Delta T_{baja\ T}$ es simplemente un aumento del rendimiento, pero la superficie de la figura 5.78 tendría la misma forma, con el descenso del rendimiento a las mismas presiones y las mismas temperaturas.

Esta variable es la equivalente al pinch point en las configuraciones anteriores. Como se muestra en la figura 5.81, la variación del pinch point con $\Delta T_{baja\ T}$ es totalmente lineal.

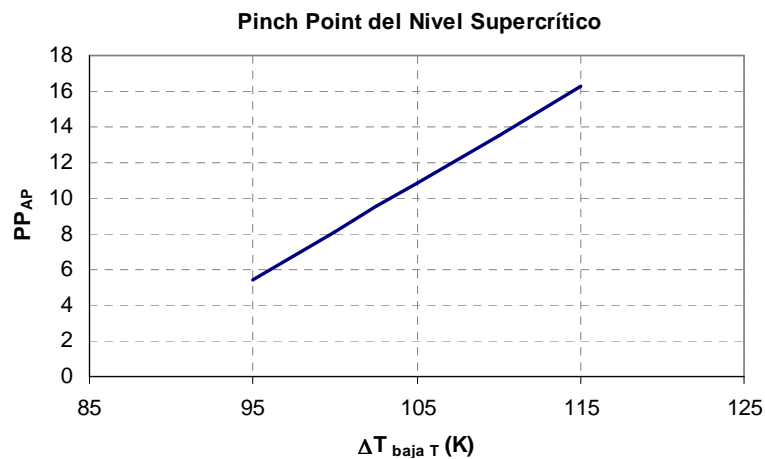


Fig. 5.81. Variación del pinch point frente a la diferencia terminal de baja temperatura ($\Delta T_{baja\ T}$)

Una vez conocida la influencia de los parámetros de diseño, éstos pueden ser seleccionados para obtener el máximo flujo de caja o el mínimo coste de generación. A la hora de diseñar se debe tener en cuenta que la temperatura de los gases a la salida de la caldera no debe ser demasiado baja (es importante en estas configuraciones ya que la recuperación de calor es muy alta) y, sobre todo, el grado de humedad del vapor a la salida de la turbina. Debido a las altas presiones, los valores de la temperatura y de la propia presión están muy restringidos. Efectivamente, la temperatura del vapor no debe superar, por razones técnicas, los 835K, pero tampoco puede ser demasiado baja por los problemas de humedad en la turbina. La presión, por otro lado, no puede ser excesivamente alta por los problemas mecánicos propios que esto plantearía e igualmente por los problemas de humedad. Sin embargo tampoco interesa estar muy cerca de la presión crítica ya que a cargas parciales podría reducirse mucho la presión, entrando de nuevo en condiciones subcríticas, para las que no están diseñadas este tipo de calderas.

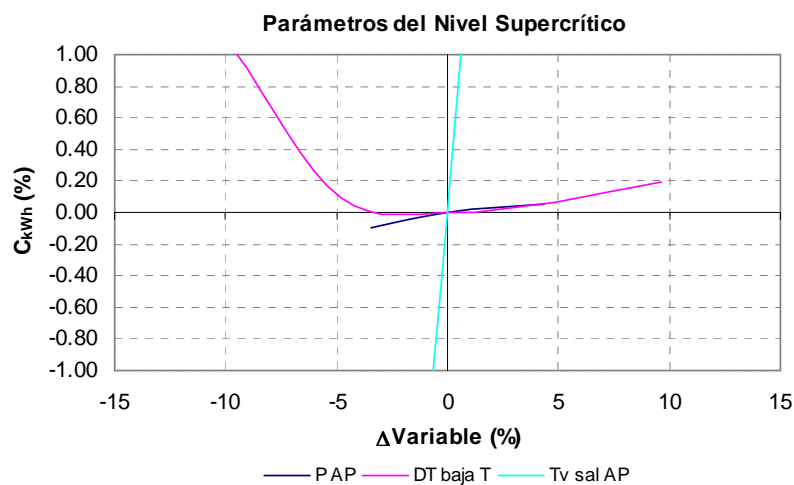


Fig. 5.82. Análisis de sensibilidad del coste de generación en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1PS.

Análisis de sensibilidad:

En la figura 5.82 se muestra el análisis de sensibilidad de un ciclo 1PS optimizado para obtener el mínimo coste de generación. Se observa que el único parámetro

realmente optimizado es $\Delta T_{\text{baja } T}$. La temperatura del vapor debería ser menor (es decir, el óptimo no se encuentra en la zona más plana de la superficie de la figura 5.78), pero su valor queda determinado por la aparición de humedad en la turbina. Por otro lado, la presión debería ser igualmente más pequeña, pero se fija en 230 bar para tener un margen de funcionamiento en condiciones supercríticas. La tendencia a reducir la presión para reducir el coste se observa que es la contraria a la que conduce a mayores rendimientos. Es decir, los factores económicos invierten la tendencia de la curva.

Configuración 3PRS

La configuración anterior, de 1 nivel de presión supercrítica, es un diseño muy simple con muy buen rendimiento. El rendimiento puede ser mejorado introduciendo nuevos niveles de presión, esta vez subcríticos, de forma que la cesión de calor se realice de una forma más eficiente en términos exergéticos. Si se introduce además un recalentamiento, los problemas de humedad en la turbina desaparecen.

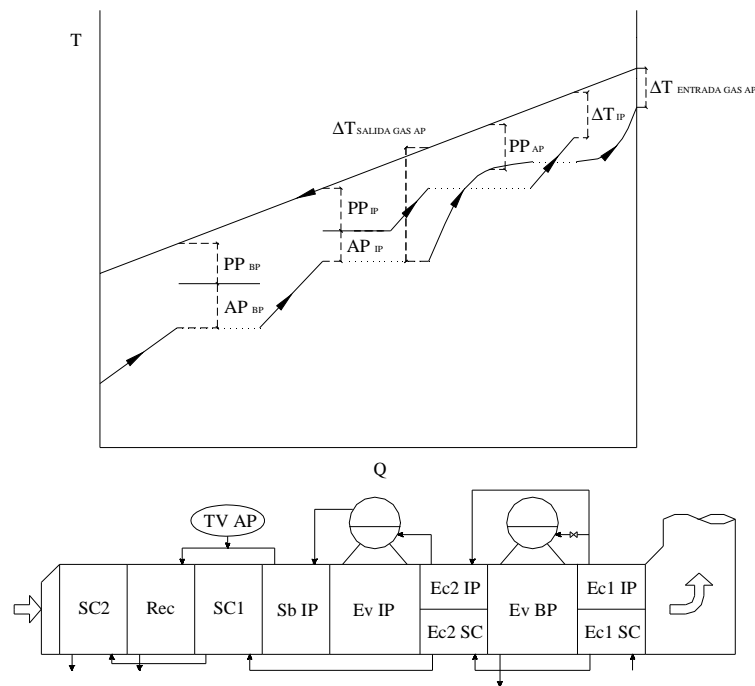


Fig. 5.83. Caldera de recuperación de calor del ciclo 3PRS.

El diseño que se va a estudiar es de 3 niveles de presión con recalentamiento. Su esquema se ilustra en la figura 5.83.

Como se observa, el esquema es muy parecido al 3PR, pero en el nivel de alta desaparece el calderín ya que el fluido se encuentra en condiciones supercríticas. Por esta razón, adoptando esta configuración, la producción de vapor del nivel intermedio no se ve afectada por los parámetros del nivel de alta a excepción de la diferencia terminal de baja temperatura ($\Delta T_{\text{sal gas}}$). Sin embargo la producción de vapor de alta sí depende de la de media, ya que cuanto mayor sea esta última, más calor recuperará el recalentador, “robándoselo” al nivel de alta.

Presión y temperatura de alta:

El primer resultado que se muestra, en la figura 5.84, vuelve a ser el rendimiento en función de la presión y la temperatura del vapor de alta. Se observa, al igual que en el 1PS, que el rendimiento apenas depende de la presión. Es decir, al aumentar la presión, la mayor producción de vapor se ve neutralizada con el menor salto entálpico en la turbina de alta. En ambos casos, es fácil intuir que la presión influya poco sobre el rendimiento si se tiene en cuenta que el diagrama calor-temperatura no tiene una parte plana correspondiente a la saturación, y por tanto la cesión de calor no difiere tanto de unas presiones a otras.

En la misma figura se observa que el rendimiento es mayor para mayores temperaturas del vapor. Si se compara esta figura con la 5.69 (homóloga para el caso 3PR, de configuración casi idéntica) se observa que el comportamiento es similar exceptuando la influencia de la presión.

En la figura 5.84 se muestra el flujo de caja en lugar del rendimiento. En ella se observa que desde un punto de vista económico conviene ir a presiones más bajas, incluso subcríticas, y se debe estudiar detenidamente si conviene o no introducir presiones supercríticas en lugar de detenerse en presiones subcríticas muy altas.

En cuanto a la temperatura, se observa que conviene alcanzar la máxima permitida por el fabricante de la turbina.

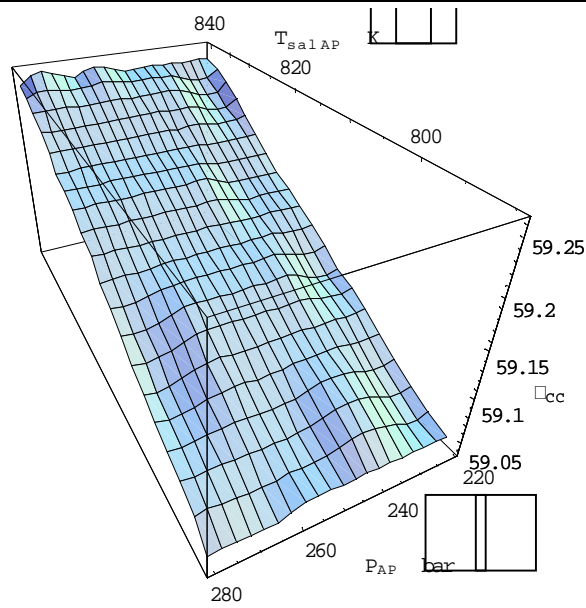


Fig. 5.84. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PRS.

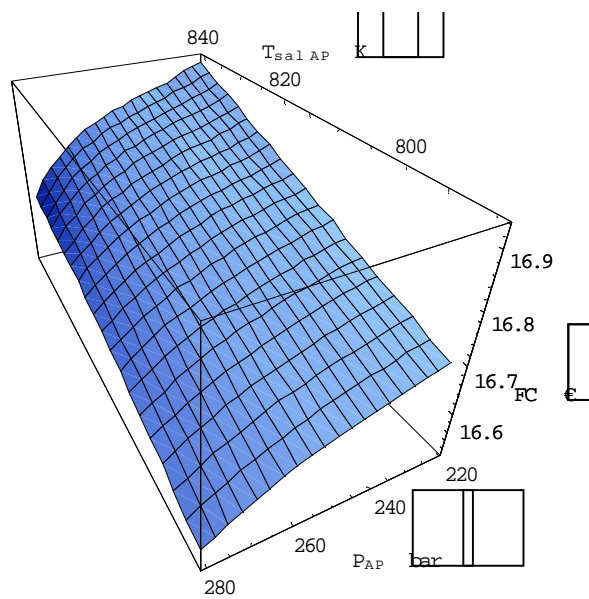


Fig. 5.85. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PRS.

Diferencia terminal de baja temperatura del nivel de alta presión ($\Delta T_{sal\ gas}$):

Para estudiar la influencia de $\Delta T_{sal\ gas}$ se muestran las figuras 5.86 y 5.87. En ellas se representa el rendimiento en función de la presión y de la temperatura del vapor, respectivamente, cuando se reduce $\Delta T_{sal\ gas}$.

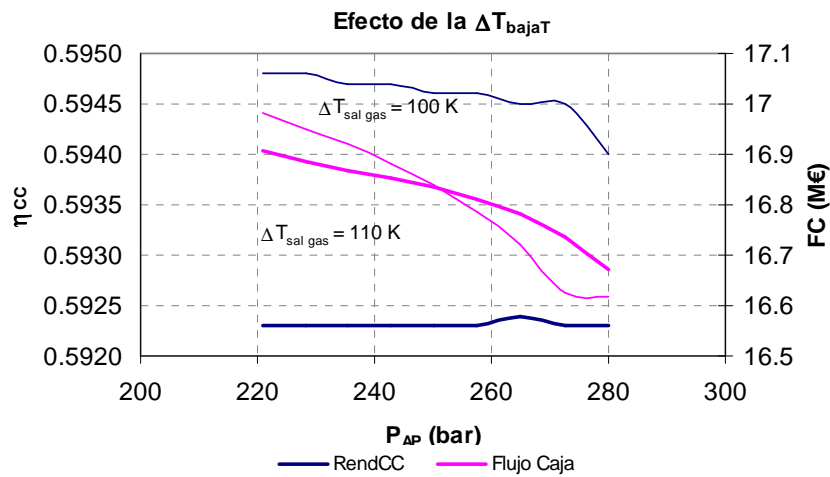


Fig. 5.86. Rendimiento y flujo de caja en función de la presión para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{sal\ gas}$).

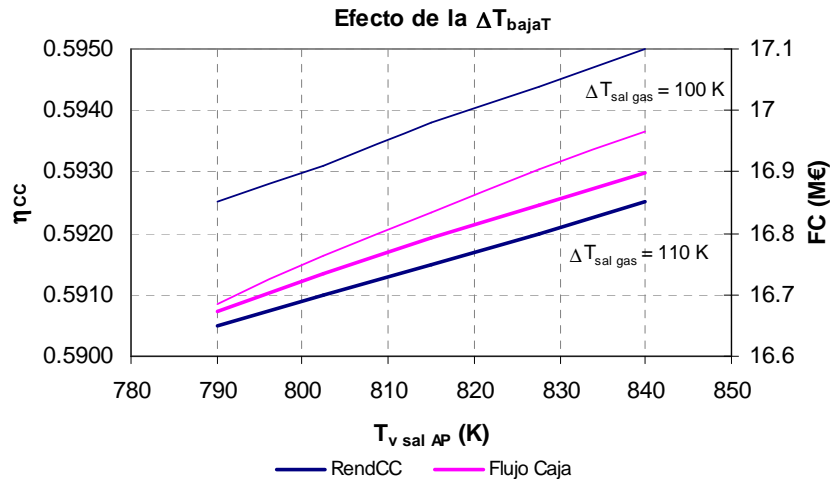


Fig. 5.87. Rendimiento y flujo de caja en función de la temperatura del vapor de alta presión para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{sal\ gas}$).

Se vuelve a observar que dicho parámetro es el equivalente al pinch point de los niveles subcríticos, aumentando el rendimiento cuando $\Delta T_{\text{sal gas}}$ se reduce. Se observa además que la forma de la superficie temperatura-presión apenas se modificaría según el eje de las temperaturas, pero que la presión ahora pasaría a tener una pendiente negativa si se disminuye $\Delta T_{\text{sal gas}}$. Este nuevo comportamiento se debe a que la reducción del salto entálpico es más importante (en valores relativos) que el aumento de la producción de vapor del nivel de alta, que ahora es mayor porque se ha reducido $\Delta T_{\text{sal gas}}$.

Presión intermedia:

En cuanto a la influencia de los parámetros del nivel de media, se comienza por estudiar el valor que debe adoptar la presión. Para ello se representan las figuras 5.88-5.91. En ellas se muestra el rendimiento en función de dos parámetros; uno siempre es la presión intermedia y el otro varía en cada gráfica.

En todas las figuras se observa que interesa elevar la presión intermedia a valores mucho más altos que en la configuración 3PR. Individualmente se pueden hacer lecturas para cada figura.

En la 5.88, por ejemplo, se muestra también la influencia de la presión de alta. Se observa cómo la presión intermedia es mucho más influyente que la de alta. El valor del rendimiento según esta última varía muy poco, siendo casi constante. Se observa que a presiones intermedias bajas, cuando la producción de vapor de alta es mayor porque el nivel de media le “roba” menos calor en el recalentador, el rendimiento disminuye con la presión. Es decir, el efecto es el mismo que cuando se aumentaba la ΔT_{vsal} . Por el contrario, a mayores presiones intermedias la tendencia se invierte y es el aumento de la producción de vapor de alta la que domina frente a la pérdida de salto entálpico.

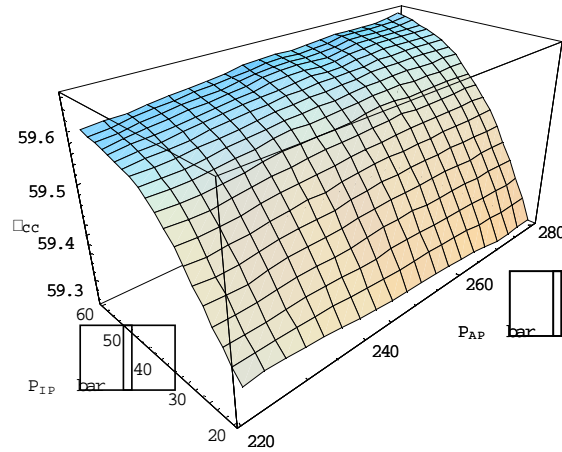


Fig. 5.88. Rendimiento del ciclo en función de las presiones de alta e intermedia en la configuración 3PRS.

En la 5.89 se muestra la superficie en función de la temperatura del vapor de alta. Se observa que desde un punto de vista termodinámico siempre interesa ir a temperaturas altas. El efecto es el mismo en la figura 5.90 Con la temperatura de recalentamiento.

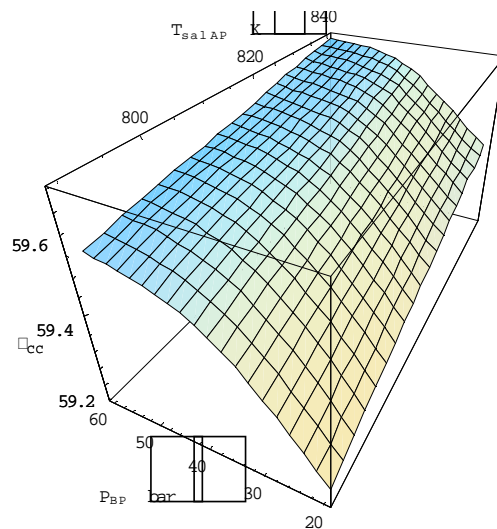


Fig. 5.89. Rendimiento del ciclo en función de las presión intermedia y la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PRS.

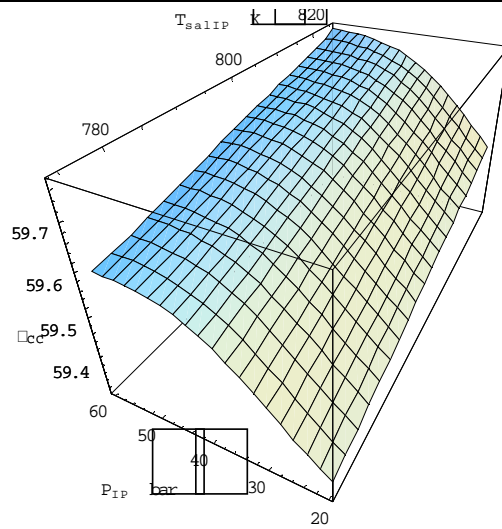


Fig. 5.90. Rendimiento del ciclo en función de las presión intermedia y la temperatura del vapor recalentado en la configuración 3PRS.

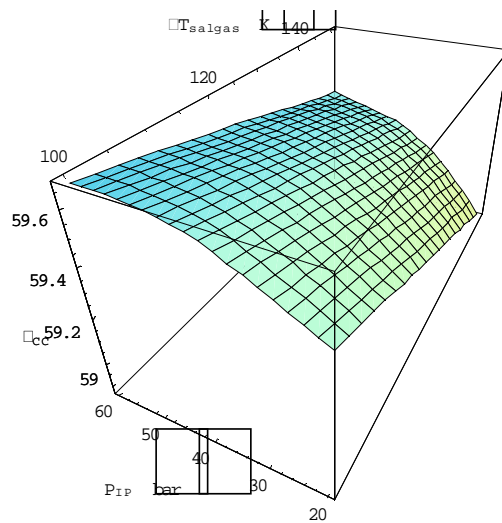


Fig. 5.91. Rendimiento del ciclo en función de las presión intermedia y la diferencia terminal de baja temperatura en la configuración 3PRS.

Por último, en la figura 5.91 se muestra la influencia de $\Delta T_{\text{sal gas}}$. Se vuelve a observar que su efecto es análogo al del pinch point en las configuraciones subcríticas. El rendimiento del ciclo aumenta cuando $\Delta T_{\text{sal gas}}$ se reduce, debido a la mayor

producción de vapor. En esta figura se aprecia que la presión intermedia tiene una influencia menor que en casos anteriores cuando se reduce $\Delta T_{\text{sal gas}}$. Esto se debe a que cuanto menor sea $\Delta T_{\text{sal gas}}$, menor es la cantidad de energía disponible para el nivel intermedio (la temperatura de los gases es menor), y por tanto, la mejora que aporta el nivel intermedio es menor.

Las tendencias al modificar el pinch point y el approach point del nivel intermedio no aportan nada nuevo en esta configuración, por lo que no se muestran resultados para dichas variables.

Presión de baja:

Finalmente se estudia el efecto de la presión del nivel de baja. Las figuras 5.92 y 5.93 muestran los resultados obtenidos al variar la presión de baja para distintas presiones del nivel intermedio y para distintos valores de $\Delta T_{\text{sal gas}}$. En ellas se observa que se debe tender a valores bajos para la presión de dicho nivel independientemente de los valores que adopten los demás parámetros.

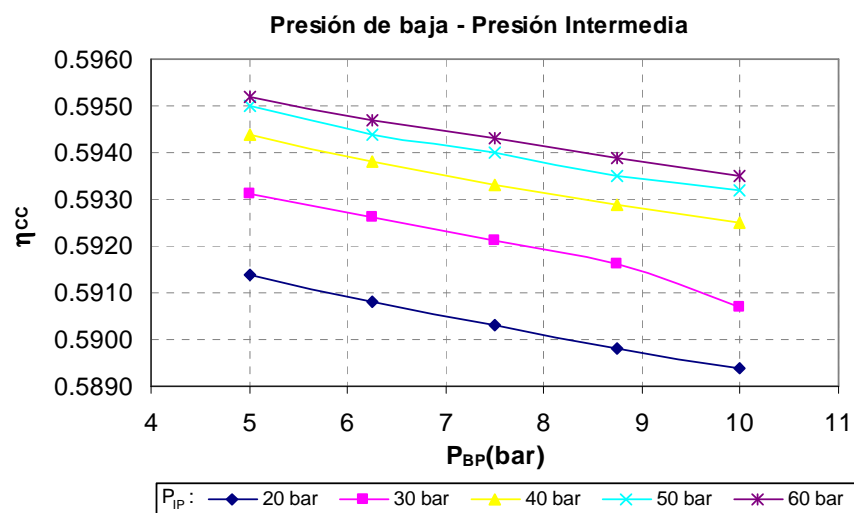


Fig. 5.92. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PRS para distintas presiones intermedias.

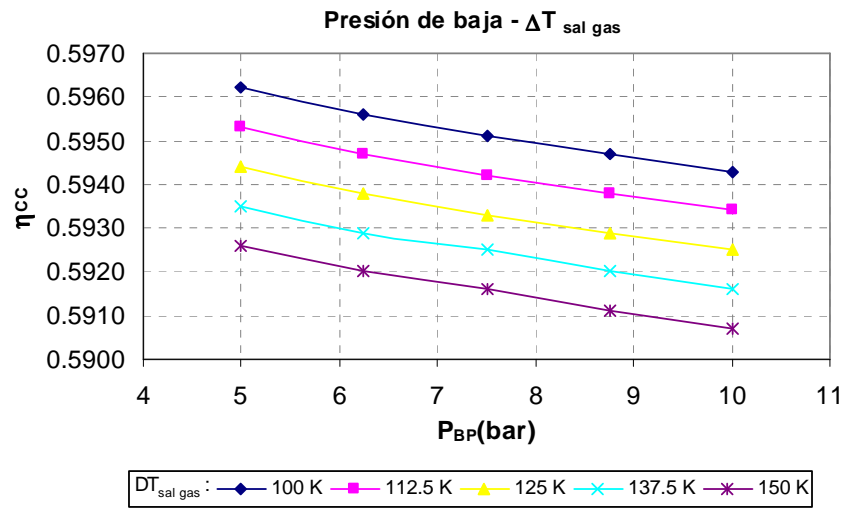


Fig. 5.93. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PR para distintas presiones diferenciales terminales de baja temperatura.

Análisis de sensibilidad:

Para concluir el estudio de esta configuración se muestra el análisis de sensibilidad al modificar los parámetros del nivel supercrítico alrededor del punto de mínimo coste.

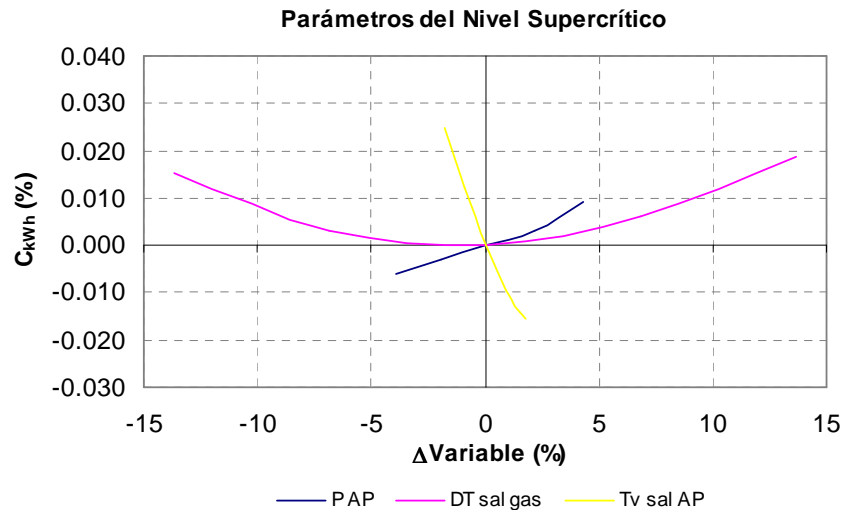


Fig. 5.94. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 3PRS.

Se observa de nuevo que el único parámetro realmente optimizado es la diferencia terminal de baja temperatura. La temperatura debería ser mayor para obtener un mejor coste pero no se aumenta ya que en ese caso se podría dañar a la turbina de vapor. La presión, por su parte, toma el valor de 230 bar aunque debería ser menor según el modelo termoeconómico. Como en el caso de 1PS, no se disminuye más para evitar presiones muy por debajo del punto crítico cuando se opere a cargas parciales.

5.1.3. Revisión de los diseños

Hasta el momento se han dado las directrices de cómo seleccionar los parámetros de diseño de la caldera de recuperación de distintas configuraciones posibles, de forma que se pueda maximizar el flujo de caja de la central o minimizar el coste de generación.

Sin embargo, en ese proceso de selección, pueden darse diseños prohibidos tanto por la aparición de excesiva humedad en la turbina de vapor como por temperaturas demasiado bajas en el escape de la caldera que permitieran la condensación de ácidos en la chimenea. Por ejemplo, en la configuración 3PRS así como en la 1PS, el rendimiento del ciclo es muy alto gracias a que la recuperación de calor es muy efectiva. Por ese motivo no sería extraño encontrar diseños en los que la temperatura de los gases a la salida de la caldera fueran inferiores a 90°C o 95°C, que se consideran el límite permitido.

Si se llegara a estas situaciones, la selección de los parámetros de diseño debería ser revisada. La gráfica 5.95 muestra, partiendo del resultado de mínimo coste, cómo podría ser aumentada la temperatura de los gases a la salida de la caldera empeorando de manera mínima dicho coste en la configuración 3PRS.

En dicha figura se muestra la variación de la temperatura de los gases a la salida de la caldera cuando se modifican los distintos parámetros de diseño. Si la optimización del diseño hubiera sido posible de forma completa –es decir, sin llegar a límites que no se deben pasar por razones técnicas– todas las curvas estarían por encima del eje x , ya que el punto de partida tendría el mínimo coste. Sin embargo se

observa que tanto el approach point del nivel intermedio como la temperatura de salida de alta y la de recalentamiento se encuentran por debajo. En los dos primeros casos se debe a los límites técnicos ya comentados, mientras que en el caso de la temperatura de recalentamiento el límite lo marca la diferencia de temperaturas entre los gases a la salida del sobrecalentador de alta y la propia temperatura de recalentamiento, que debe ser mayor que cero para evitar diseños imposibles.

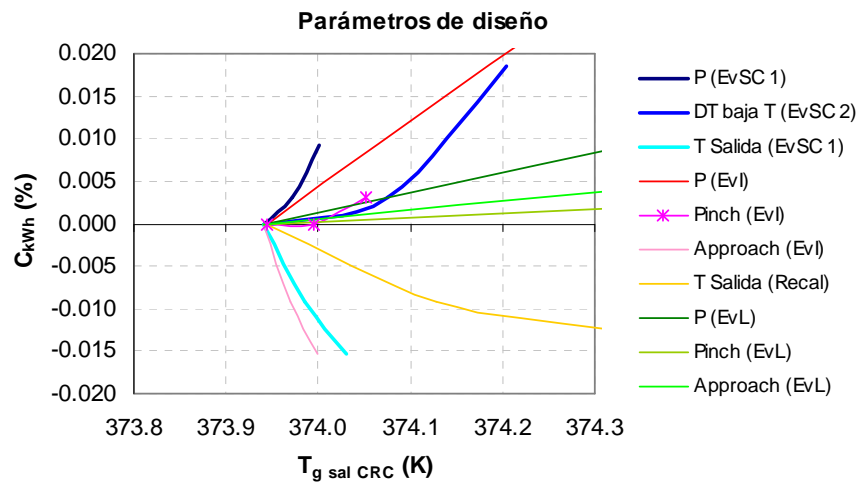


Fig. 5.95. Variación del coste y de la temperatura de salida de los gases de la caldera al modificarse los distintos parámetros de diseño.

Obviando, por tanto, estos tres parámetros, se observa que para aumentar la temperatura de salida de la caldera sin aumentar demasiado el coste, los parámetros a modificar deberían ser el pinch point y el approach point del nivel de baja.

Se podrían obtener unas curvas análogas en el caso de que el diseño óptimo suministre cómo resultado una gran cantidad de humedad a la salida de la turbina. De la misma forma, este tipo de análisis se puede aplicar a otras configuraciones distintas.

5.1.4. Selección de la configuración de la caldera de recuperación de calor

Una vez que se selecciona la mejor turbina de gas para una potencia de la planta dada, el siguiente paso es seleccionar el tipo de configuración que deberá adoptar la caldera de recuperación de calor.

En el apartado 5.1.1 se llegaba a la conclusión de que los parámetros de diseño de las turbinas de gas siguen una cierta tendencia en función de su potencia nominal, por lo que se podía definir una turbina “tipo” para cada potencia. Una vez conocidas cómo son las tendencias en el diseño de las distintas configuraciones de la caldera posibles, se pueden optimizar los parámetros de diseño del ciclo de vapor (según la metodología propuesta en el apartado 5.4) para cada una de las turbinas de gas “tipo”. De esa forma se obtendrán una serie de curvas con las que discutir qué configuración es la mejor según el tamaño de la planta.

El primer resultado que se muestra se corresponde con el rendimiento termodinámico de cada una de las configuraciones:

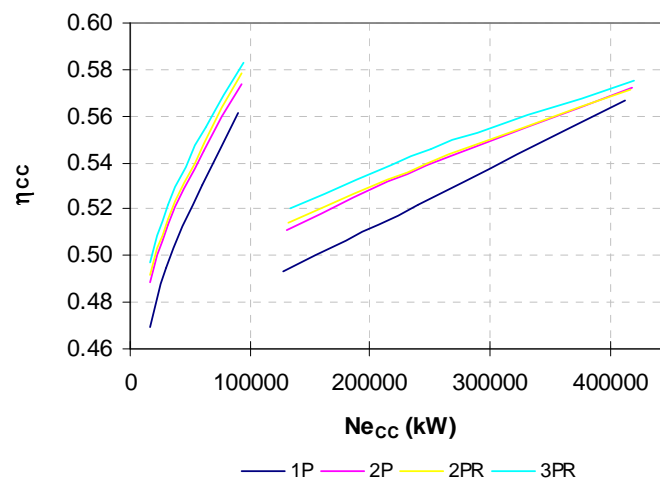


Fig. 5.96. Rendimiento de las distintas configuraciones en función de la potencia del ciclo combinado.

Se observa cómo, desde un punto de vista puramente termodinámico, los ciclos de tres niveles de presión siempre proporcionan mejor rendimiento que los de 2 niveles y 1 nivel. Igualmente se observa que prácticamente no existe diferencia entre la configuración de 2 niveles con y sin recalentamiento.

Por otro lado, desde un punto de vista puramente económico o financiero, se deberían seleccionar las configuraciones más baratas para plantas de poca potencia. La

figura 5.97 muestra la estimación del coste de las calderas de recuperación y la estimación de la inversión total en función de la potencia del ciclo combinado:

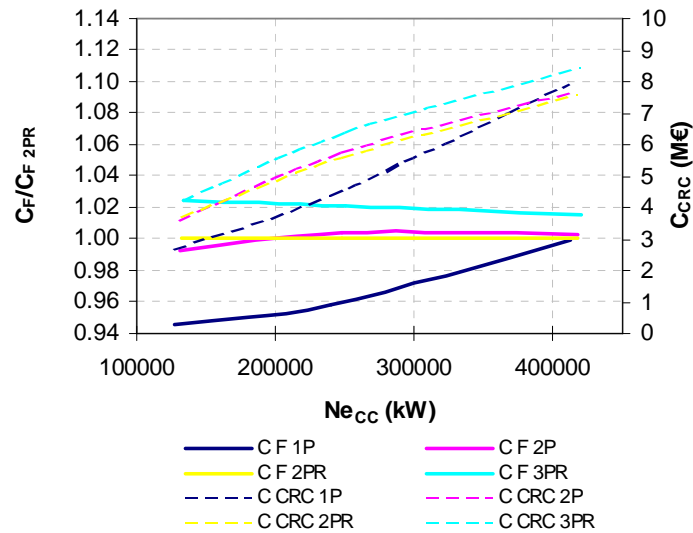


Fig. 5.97. Coste total de la planta y coste de la caldera de recuperación en función de la configuración de la caldera y de la potencia de la planta.

Según este criterio, para plantas de baja potencia se deberían seleccionar los ciclos de 1 o 2 niveles de presión, mientras que los de 3 niveles, al ser más caros, deben instalarse sólo para altas potencias.

Sin embargo, utilizando el modelo termoeconómico propuesto se pueden conjugar ambos criterios y establecer cuál de las configuraciones es la más apropiada. En las figuras 5.98 y 5.99 se muestra el flujo de caja y el coste de generación (en valor relativo con respecto a la configuración 2PR).

En ellas se observa que prevalece el mayor rendimiento del ciclo de 3 niveles de presión sobre su coste (para el rango de potencias estudiado). Por tanto, según el modelo se debería seleccionar la configuración de 3 niveles de presión, ya que, a pesar de su mayor coste, siempre proporciona mejores resultados económicos durante el periodo de explotación. No obstante, se debe tener en cuenta que no sólo son decisivos los factores termoeconómicos aquí propuestos sino que también se deben considerar

los argumentos financieros y de evaluación de riesgos que pueda tener la empresa promotora. Esta cuestión se volverá a discutir en el apartado 5.3.

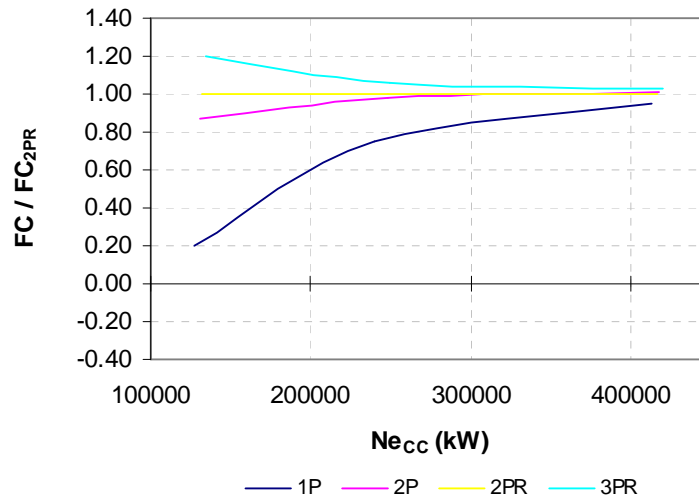


Fig. 5.98. Estimación del flujo de caja de las distintas configuraciones en función de la potencia de la planta.

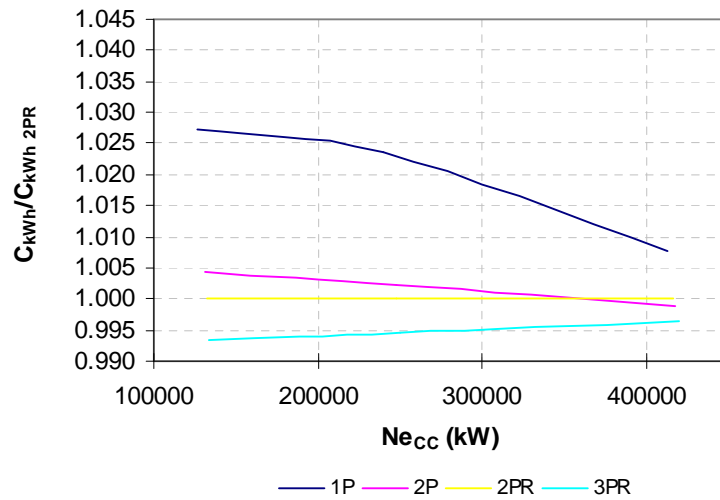


Fig. 5.99. Estimación del coste de generación en las distintas configuraciones en función de la potencia de la planta.

5.2. Resultados a carga parcial

5.2.1. Turbina de gas

Como se indicó en el apartado 3.3, en el trabajo se contemplan tres posibilidades para regular la potencia de la turbina de gas. La primera de ellas consiste en una regulación del dosado, tal y como se ha venido realizando tradicionalmente. Las otras dos opciones requieren del uso de una turbina de gas con compresor de geometría variable. Con compresores de este tipo se puede variar notablemente el gasto de aire sin que éste entre en pérdidas, ya que los álabes se adaptan al nuevo ángulo de incidencia del flujo. De esa forma se puede regular la potencia manteniendo constante o bien la temperatura de entrada a la turbina o bien la temperatura de escape.

En este apartado se muestran los resultados obtenidos para la turbina de gas de la tabla 5.7 utilizando las tres estrategias anteriormente mencionadas. Para cualquier otra turbina de gas los resultados serían análogos, ya que los modelos de simulación utilizados (desarrollados en el apartado 3.3) utilizan unas curvas características estándar que se escalan al punto de diseño de cualquier turbina de gas. El objetivo es observar el resultado de las principales variables de la turbina y la comparación de las diferentes estrategias.

Regulación tradicional mediante el dosado.

Las figuras 5.100 y 5.101 muestran el valor de los principales parámetros de la turbina de gas frente al grado de carga. Los valores se presentan en relación al valor de diseño. De ese modo, todas las curvas toman el valor 1 en dicho punto (100% de la carga).

La figura 5.100 muestra la temperatura de escape, la temperatura de entrada a la turbina y el dosado de la mezcla. Se observa que el comportamiento es el que cabe esperar; para reducir la potencia de la turbina de gas es necesario reducir el dosado, por lo que la temperatura de entrada a la turbina es menor. Como consecuencia de la menor temperatura de entrada a la turbina los gases de escape pierden temperatura,

cuestión que no es deseable para el ciclo combinado ya que se podrá producir menos vapor.

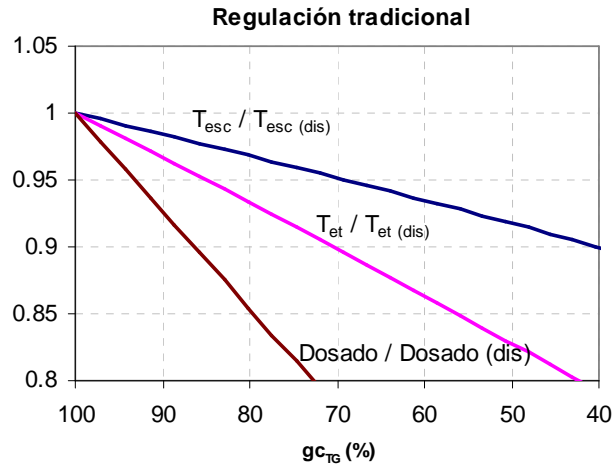


Fig. 5.100. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga en turbinas con regulación de la carga tradicional.

La figura 5.101, por otro lado, muestra el gasto de aire, la relación de compresión y el rendimiento de la turbina de gas frente al grado de carga. Tanto el gasto de aire como la relación de compresión se muestran como un valor relativo al punto de diseño. El rendimiento (en el eje de la derecha) es un valor absoluto.

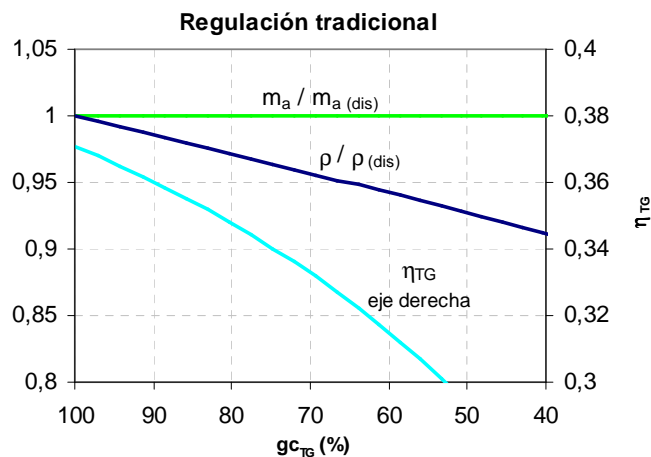


Fig. 5.101. Gasto másico, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para una turbina con regulación tradicional de la carga.

Se observa que el gasto de aire permanece prácticamente constante en todo el rango de potencias. Esto es debido a la forma de las curvas características del compresor (figura 3.3). También se observa (como se dijo en el apartado 3.3), que la relación de compresión que satisface las ecuaciones de compatibilidad entre las curvas características del compresor y las de la turbina disminuye cuando se reduce el grado de carga. Finalmente se muestra la evolución del rendimiento de la turbina al reducirse el grado de carga. La tendencia, como era de esperar, es a disminuir cuando se reduce la potencia de la turbina.

Regulación con compresor de geometría variable dejando la temperatura de entrada a la turbina constante.

Las figuras 5.102 y 5.103 son las análogas a las 5.100 y 5.101 con esta nueva estrategia de regulación. En las curvas de las figuras se puede observar un punto donde todos los parámetros mostrados se truncan. Este cambio en las tendencias es debido a que la variación de la geometría de los álabes se realiza, en esta simulación, hasta que el gasto de aire es el 95% del nominal. A partir de ese punto, la regulación se realiza mediante el control del dosado exclusivamente. El punto de cambio de estrategia se decidió “arbitrariamente”, de forma que se produjera alrededor del 90% de la carga. En la realidad, el valor dependerá del número de escalonamientos del compresor en los que se pueda regular la geometría (cuanto mayor sea el número más se podrá reducir el gasto de aire).

En la figura 5.102 se observa, a diferencia del caso anterior, cómo el dosado aumenta en la zona de regulación por geometría variable. Esto debe ser así ya que se desea que la temperatura de entrada a la turbina permanezca constante y la relación de compresión disminuye (figura 5.103), por lo que la temperatura a la salida del compresor es menor, por lo que el dosado debe aumentar. Posteriormente, en la zona de regulación por dosado, la tendencia vuelve a ser igual a la del caso anterior.

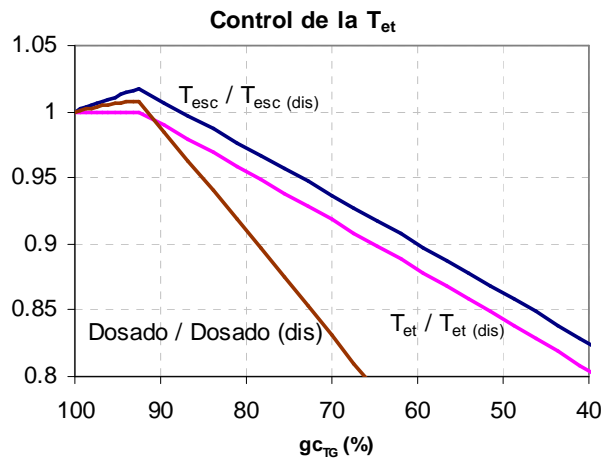


Fig. 5.102. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga en turbinas con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de entrada a la turbina.

En cuanto a la temperatura de entrada a la turbina, se observa que en la zona de geometría variable permanece constante, ya que es una condición impuesta. En la zona de regulación por dosado la tendencia vuelve a ser la anterior.

Por último, se observa que la temperatura de escape aumenta en la primera zona. Esto se debe a que la temperatura de entrada a la turbina es constante mientras que la relación de expansión disminuye. En la segunda zona la tendencia vuelve a ser igual al caso anterior.

En la figura 5.103 se muestra cómo el gasto másico de aire, efectivamente, se modifica hasta cerca del 95% del nominal en la zona de regulación con geometría variable. Posteriormente, se hace constante debido a la forma de las curvas características del compresor. Se observa también que la relación de compresión es descendente conforme se reduce el grado de carga, pero más fuertemente en la zona de control por geometría variable. Finalmente se puede observar que el rendimiento de la turbina de gas también desciende conforme se reduce el grado de carga, pero más fuertemente en la zona de geometría variable.

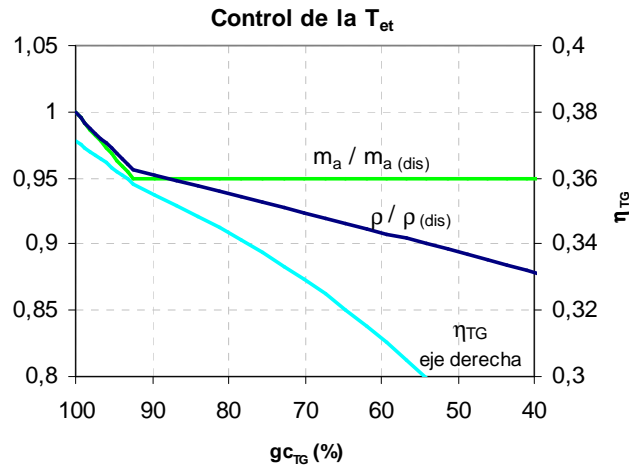


Fig. 5.103. Gasto másico, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para una turbina con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de entrada a la turbina.

Observando la evolución de la temperatura de escape y del rendimiento térmico conjuntamente no se puede predecir fácilmente si este tipo de regulación es ventajosa en los ciclos combinados frente a la tradicional. En efecto, el aumento de la temperatura de los gases de escape es conveniente para producir más vapor pero, a su vez, el rendimiento de la turbina de gas parece que desciende más rápidamente. Esto último es debido a que la procedencia de las curvas características es distinta en un caso y en otro, aunque el comportamiento lógico sería el contrario. Por dichos motivos, esta discusión se pospone para el apartado 5.2.2, donde se muestran los resultados obtenidos para el ciclo combinado.

Regulación con compresor de geometría variable dejando la temperatura de escape constante.

Otra posibilidad (utilizada por algunos fabricantes) es la de mantener constante la temperatura de escape de la turbina mientras se regula el gasto de aire mediante la geometría variable. Los resultados para esta estrategia se muestran en las figuras 5.104 y 5.105. Las curvas vuelven a tener un punto de truncamiento cuando se llega al 95% del gasto nominal de aire.

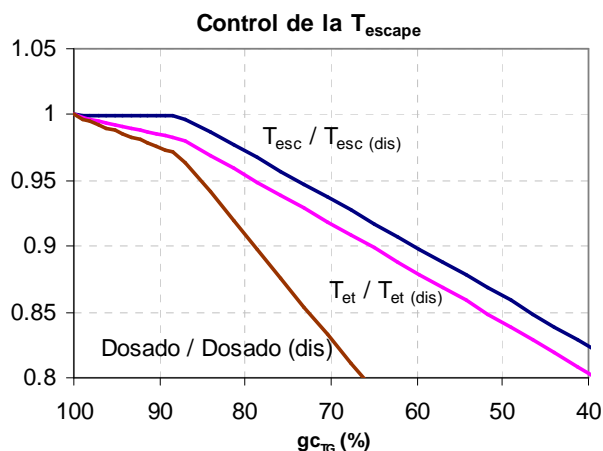


Fig. 5.104. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga en turbinas con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de escape.

La primera conclusión es que el punto del cambio de estrategia se produce con menor grado de carga. Esto quiere decir que la potencia que proporciona la turbina de gas cuando el caudal es el 95% del nominal es mayor si se mantiene la temperatura de entrada a la turbina constante que si se mantiene la temperatura de escape.

A diferencia del caso anterior, se observa que el dosado ahora disminuye en la zona de regulación por geometría variable. Esto se debe a que la temperatura de entrada a la turbina baja como consecuencia de que la temperatura de escape se mantiene y la relación de expansión disminuye (ver la relación de compresión en la figura 5.105), por lo que no es necesario que el dosado crezca, como en el caso anterior.

En la figura 5.105 se observa la evolución del gasto másico de aire, la relación de compresión y el rendimiento térmico de la turbina de gas. En esta ocasión ocurre lo mismo que con la estrategia anterior: mantener constante la temperatura de escape es beneficioso para el ciclo combinado pero el rendimiento de la turbina de gas cae más rápidamente que con una regulación tradicional por dosado.

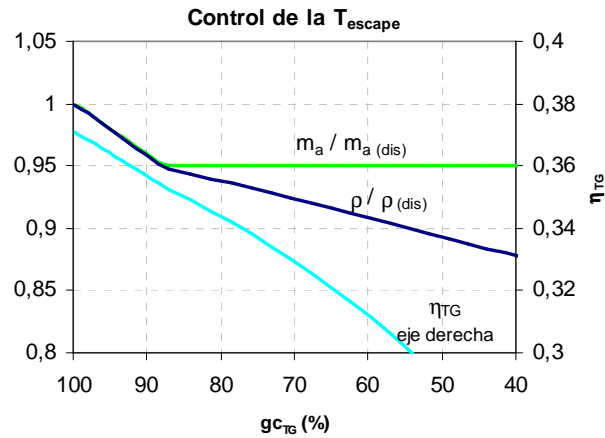


Fig. 5.105. Gasto másico, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para una turbina con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de escape.

Por otro lado, en la figura 5.106 se compara la temperatura de escape con las 3 estrategias de reducción de carga. En ella se observa que, en las turbinas de geometría variable, la temperatura en la zona de control por dosado (después del truncamiento) es prácticamente independiente de la estrategia de control. Esto ocurre porque el caudal es el mismo (el 95% del nominal) y la relación de compresión (y de expansión) muy parecida. Por tanto, para una misma temperatura de entrada a la turbina, el grado de carga y la temperatura de escape coinciden.

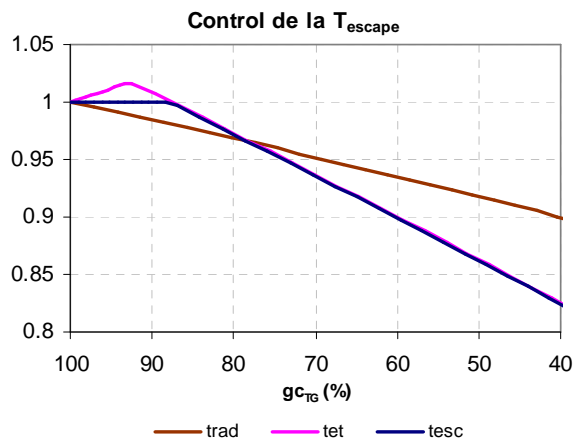


Fig. 5.106. Temperatura de escape en función del grado de carga y del tipo de estrategia utilizado en la regulación.

Regulación de las turbinas de gas con combustión secuencial.

Cuando la turbina de gas empleada es de combustión secuencial las estrategias de regulación pueden ser las mismas. La diferencia estriba en que la reducción del dosado se efectúa primero en la segunda cámara de combustión y, cuando en ésta no se inyecta ya combustible, se va reduciendo el dosado de la primera.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

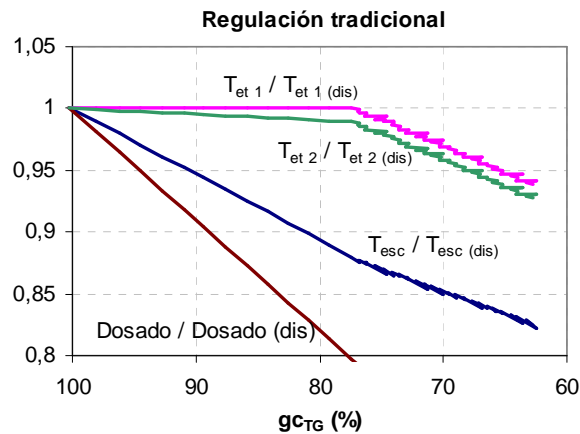


Fig. 5.107. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación tradicional de la carga.

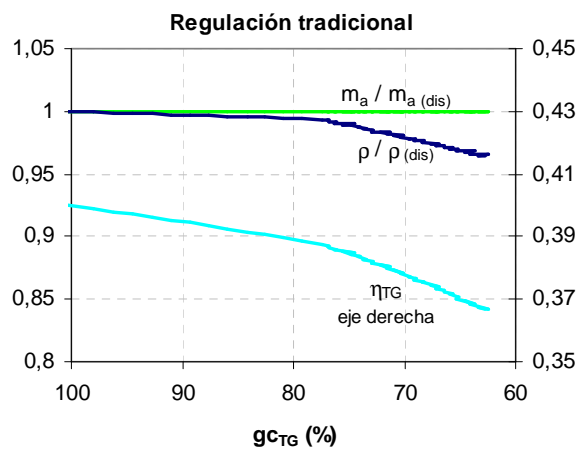


Fig. 5.108. Gasto de aire, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación tradicional de la carga.

En las figuras 5.107 y 5.108 se muestran los resultados obtenidos cuando se varía el grado de carga de una turbina de gas de combustión secuencial sin geometría variable. Si se comparan con los obtenidos para la turbina de gas de ciclo simple se observa que aparece un punto en el que se truncan las pendientes. Este punto tiene lugar cuando se deja de inyectar combustible en la segunda cámara de combustión. Igualmente se observan en esta última zona unas oscilaciones en los resultados. Éstas son debidas a que la convergencia de las ecuaciones con este tipo de turbinas es más compleja que con las turbinas de ciclo simple.

Como se observa en la figura 5.107, antes del punto de truncamiento la temperatura de entrada al primer cuerpo de la turbina permanece constante. Posteriormente, la temperatura de entrada a ambos cuerpos disminuye pero ya no se inyecta combustible en la segunda cámara.

Las figuras 5.109-5.112 muestran los resultados obtenidos para las turbinas con geometría variable con las otras dos estrategias de control.

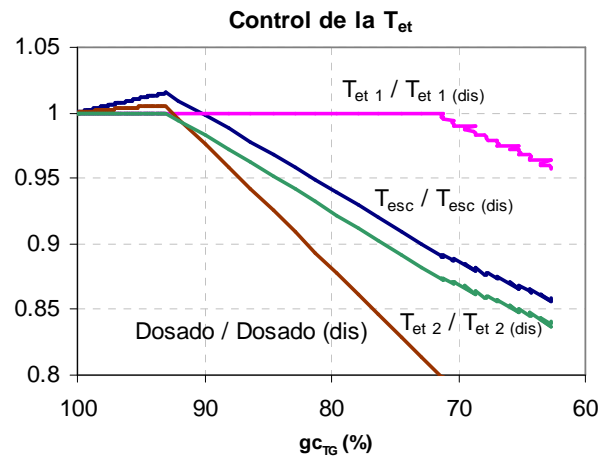


Fig. 5.109. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de entrada a la turbina constante.

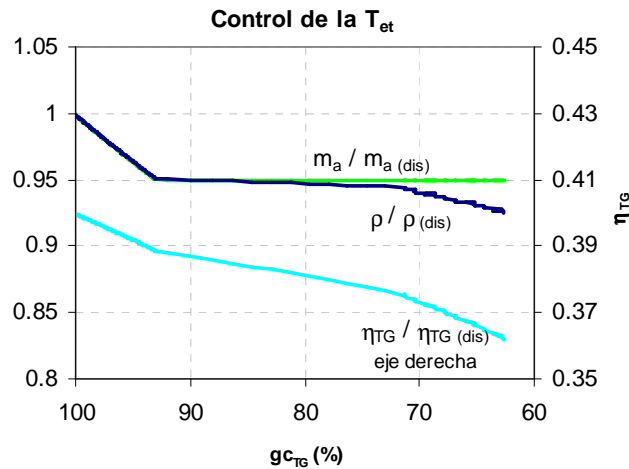


Fig. 5.110. Gasto de aire, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de entrada a la turbina constante.

Las figuras 5.109 y la 5.110 muestran los resultados que se obtienen cuando se regula la temperatura de entrada a la turbina. Se puede observar que ahora aparecen tres zonas. En la primera se reduce el gasto de aire mediante la variación de la geometría de los álabes del compresor. En la segunda se reduce el dosado de la segunda cámara de combustión y en la tercera se reduce el de la primera cámara.

La temperatura de los gases de escape sigue una tendencia similar al caso de la turbina de ciclo simple, es decir, aumenta mientras se mantiene constante la temperatura de entrada a los dos cuerpos de la turbina.

Las figuras 5.111 y 5.112 muestran los resultados cuando se mantiene constante la temperatura de escape. De nuevo vuelven a aparecer las mismas tres zonas de antes. En este caso, la tendencia de la temperatura de entrada al segundo cuerpo de la turbina es la que tiene un comportamiento similar al caso correspondiente de la turbina de gas de ciclo simple.

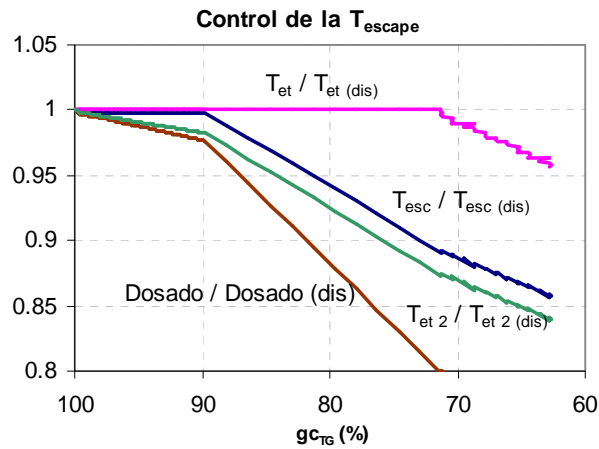


Fig. 5.111. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de escape constante.

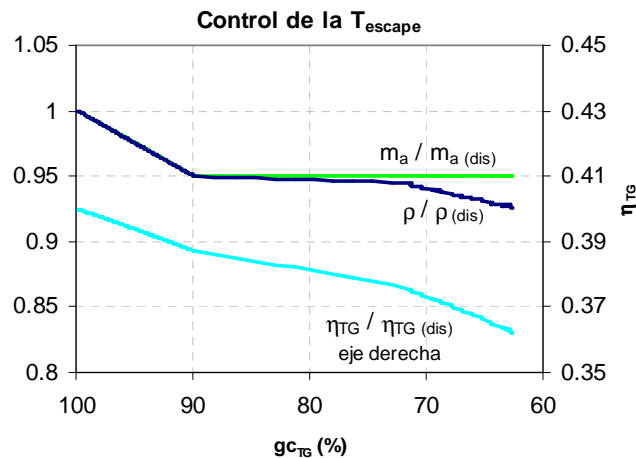


Fig. 5.112. Gasto de aire, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de escape constante.

5.2.2. Ciclo de vapor

La regulación de la potencia del ciclo de vapor está gobernada por la de la turbina de gas a través de la temperatura y el caudal de los gases de escape. Como se indicó en

el apartado 3.5, la turbina de vapor se regula con presión deslizante ya que, de esa forma, la caldera se adapta mejor a las condiciones impuestas por la turbina de gas. Por tanto, el sistema evolucionará libremente cuando el estado de la turbina de gas varíe, no existiendo restricciones ni para la presión de los calderines ni para el gasto de vapor que evoluciona por la turbina.

El objetivo del apartado es mostrar la variación de las principales variables del ciclo de vapor, discutir las para las distintas configuraciones posibles y, a partir de los resultados económicos que se obtengan, determinar qué tipo de estrategia de regulación de la turbina de gas es más aconsejable (se simularán las tres descritas en el apartado anterior).

Ciclo 1P.

La figura 5.113 muestra la presión y el gasto de vapor producido por la caldera en función del grado de carga de la turbina de gas.

Al reducir el grado de carga, la cantidad de calor que la caldera puede recuperar disminuye. Esto se debe traducir en una menor producción de vapor, como se aprecia en la gráfica. En el caso de que la turbina de gas se regule mediante la regulación por dosado (la regulación tradicional), se observa cómo el gasto de vapor se reduce. Esta reducción se debe a la disminución de la temperatura de los gases de entrada a la caldera junto con que el gasto másico de gas es prácticamente constante. Sin embargo, si la regulación se efectúa manteniendo la temperatura de escape de la turbina de gas se observa que la producción de vapor cae más lentamente. En esta situación, la temperatura de entrada de los gases a la caldera es la que permanece constante y el gasto de gas el que se reduce. Se puede decir, por tanto, que la influencia de la temperatura escape influye más en la producción de vapor que el caudal de gas. Por otro lado, se observa que si la regulación se realiza dejando constante la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas la producción de vapor casi no varía. Este hecho es debido a que, aunque el caudal de los gases se reduce, éstos entran en la

caldera con mayor temperatura (véase figura 5.106), quedando la producción de vapor prácticamente equilibrada.

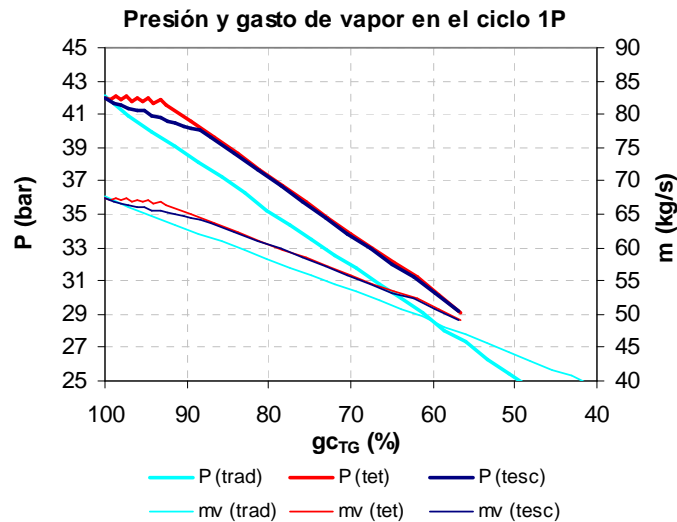


Fig. 5.113. Variación de la presión y de la producción de vapor en función del grado de carga de la turbina de gas.

En el caso de la presión, se observa que el comportamiento es similar a la producción de vapor. Esta situación es predecible ya teniendo en cuenta la ecuación 3.121 y que la regulación de la turbina se realiza mediante presión deslizante.

Otro resultado interesante se obtiene cuando se comparan los resultados obtenidos con las turbinas de gas de geometría variable, pero en la zona de regulación por dosado (cuando el gasto de aire es el 95% del nominal y ya no se modifica la geometría de los álabes). Se puede observar a lo largo del apartado que todos los resultados, independientemente de la estrategia de control utilizada, convergen en esta zona. La razón por la que esto ocurre se puede explicar observando de nuevo las figuras 5.103, 5.105 y 5.106. En ellas, como ya se indicó, se observa que la temperatura de escape y el gasto de gases en dicha zona son los mismos con ambas estrategias. Por tanto, las condiciones de entrada a la caldera son iguales y los resultados también lo deben ser.

Por otro lado, en la figura 5.114 se muestra la temperatura del vapor a la salida de la caldera, así como la variación del pinch point y del approach point.

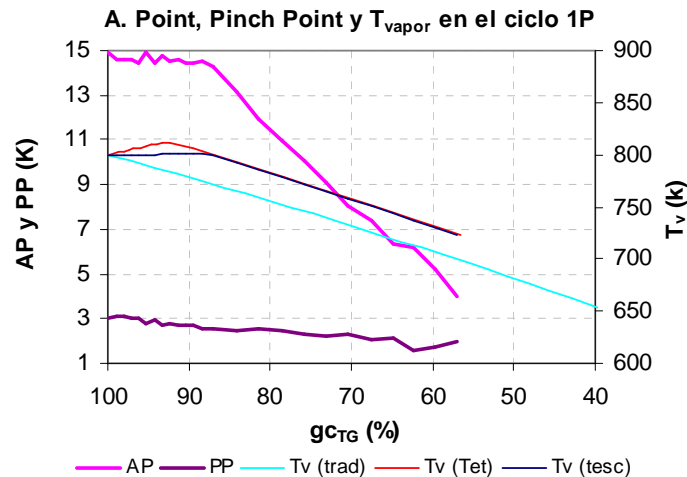


Fig. 5.114. Variación del pinch point, del approach point y de la temperatura del vapor vivo en función del grado de carga de la turbina de gas.

Para la temperatura se muestran de nuevo la variación obtenida con las tres estrategias del control de la carga. Con una regulación tradicional la temperatura descende desde el principio ya que la temperatura de los gases es menor. Sin embargo, cuando se regula manteniendo constante la temperatura de los gases o la de entrada a la turbina de gas se observa que la tendencia es la contraria. En el caso de que se regule la temperatura de los gases, el incremento de la temperatura del vapor es casi inapreciable y se debe a la disminución de la producción de vapor. En el caso de que se controle la temperatura de entrada a la turbina de gas, al aumentar la temperatura del gas a la entrada a la caldera, también lo hace la del vapor.

Los resultados para el pinch y el approach point sólo se muestran cuando se regula la temperatura de escape de la turbina de gas. Se observa que ambos se reducen. La tendencia es más acusada en el approach point (el pinch point nunca podrá ser cero mientras que el approach point sí puede llegar a anularse). Con este tipo de resultados se puede estudiar cuál es el límite técnico que se le debe dar al approach point en su punto nominal para evitar evaporaciones en el economizador a cargas parciales.

Otro resultado es la evolución del rendimiento del ciclo conforme se reduce la potencia de la turbina de gas. Este resultado, junto con la potencia total del ciclo combinado, se muestra en la figura 5.115 para la estrategia de control de la temperatura de escape de la turbina (que será la utilizada siempre que no se indique lo contrario).

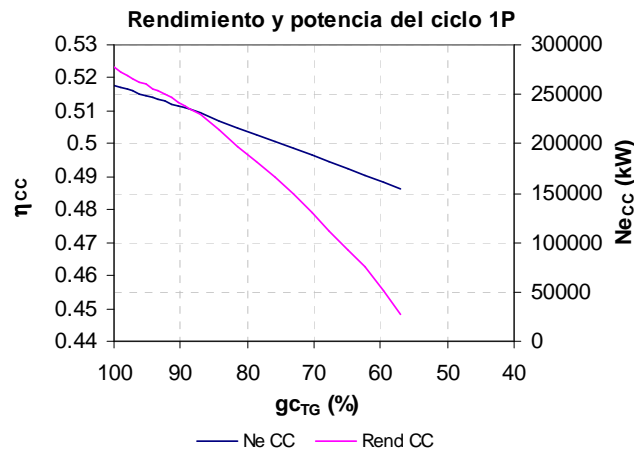


Fig. 5.115. Variación del rendimiento y de la potencia de la planta en función del grado de carga de la turbina de gas.

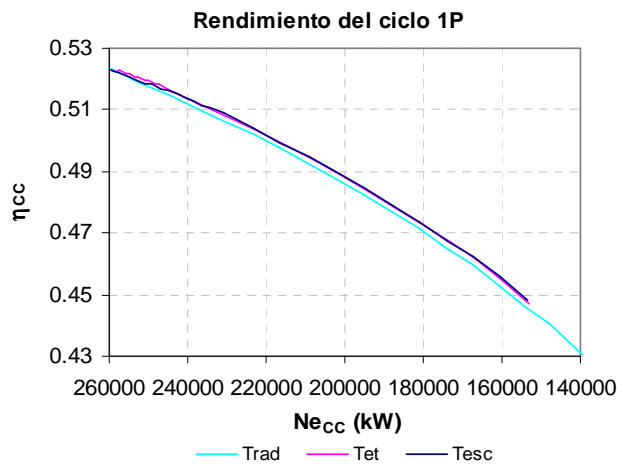


Fig. 5.116. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.

En la figura 5.116 se vuelve a mostrar el rendimiento de la planta pero en función de la potencia del ciclo. En ella se muestran la variación según las tres estrategias

simuladas. Comparándolas, se puede concluir que el rendimiento del ciclo mejora si se utilizan turbinas de gas con geometría variable, con lo que se resuelve el problema planteado en el apartado anterior.

Finalmente, se muestra la variación de los resultados económicos de la planta. La figura 5.117 muestra el flujo de caja y el coste de generación en función del grado de carga de la turbina de gas.

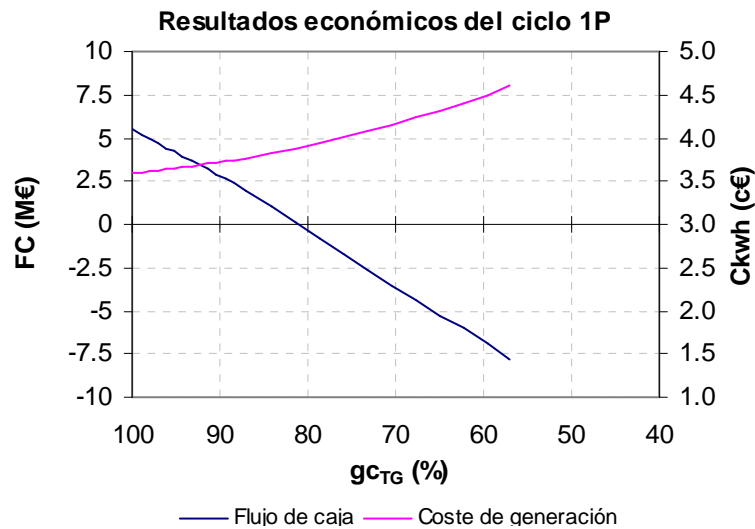


Fig. 5.117. Flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas.

En ella se observa que el beneficio de la central se puede hacer negativo (en este caso para cargas inferiores al 80%). Eso ocurre cuando el coste de producción es mayor que el precio de venta de la energía. Esta curva es importante para conocer el rango de potencias en el que la central es viable (según se explicó en el capítulo 2).

Por otro lado, la figura 5.118 muestra la curva de oferta de la central. En el eje de abscisas se representa la energía producida durante un día (la potencia de la planta multiplicada por 24 horas de funcionamiento a diferentes cargas parciales), y en el de ordenadas el coste de generación (a cada carga parcial). Con ella se puede predecir el coste de producción según la potencia que deba suministrar la planta a la red durante un día de producción. Se muestran dos series, una en la que se estima que la

producción anual es de 7000 horas al año y otra de 5000. Esta curva es interesante a la hora de contratar la energía en el mercado eléctrico, aunque también puede servir para comparar las distintas configuraciones del ciclo de vapor posibles en la etapa de diseño.

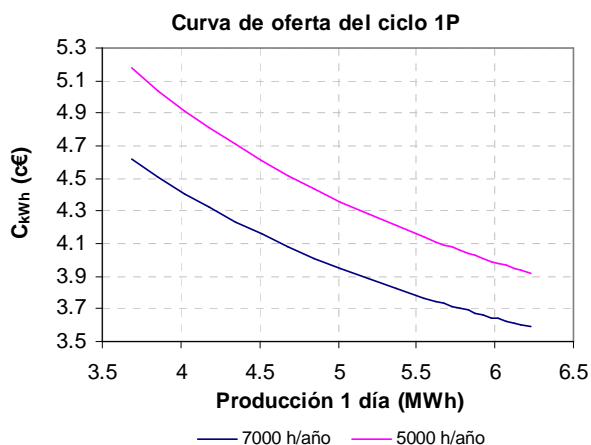


Fig. 5.118. Curva de oferta del ciclo de 1P.

Ciclo 2P.

Los resultados que se muestran para la configuración 2P son los mismos que los de la 1P.

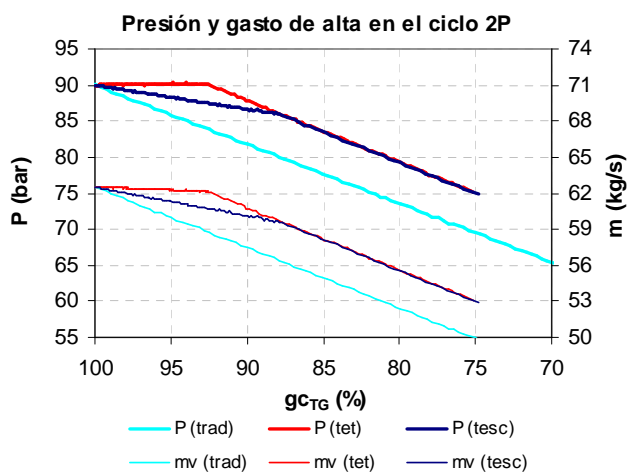


Fig. 5.119. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de alta en función del grado de carga de la turbina de gas.

La figura 5.119 muestra la presión y la producción de vapor del nivel de alta presión de la caldera. Se observa cómo, salvando las diferencias de los valores absolutos, las tendencias son las mismas que para el ciclo 1P.

Por otro lado, la figura 5.120 muestra la presión y el gasto de vapor producido por el nivel de baja. En este caso sí se producen comportamientos distintos. En la curva correspondiente a la producción de vapor, cuando se regula la turbina de forma tradicional, se observa que éste tiende a aumentar al reducirse el grado de carga. La razón por la que esto ocurre es que el gasto de vapor de alta se reduce a gran velocidad y, por tanto, la cantidad de calor disponible en la zona de baja temperatura de la caldera aumenta. En el caso de la regulación con compresores de geometría variable, se observa que, en el intervalo en el que la regulación se hace manteniendo la temperatura de entrada a la turbina de gas o la de escape, la tendencia del gasto de vapor de baja es a disminuir. En estos casos el comportamiento se puede explicar de la misma forma, ya que el gasto de alta ahora baja menos y le “roba” calor al de baja. En la zona de regulación por dosado la tendencia se invierte.

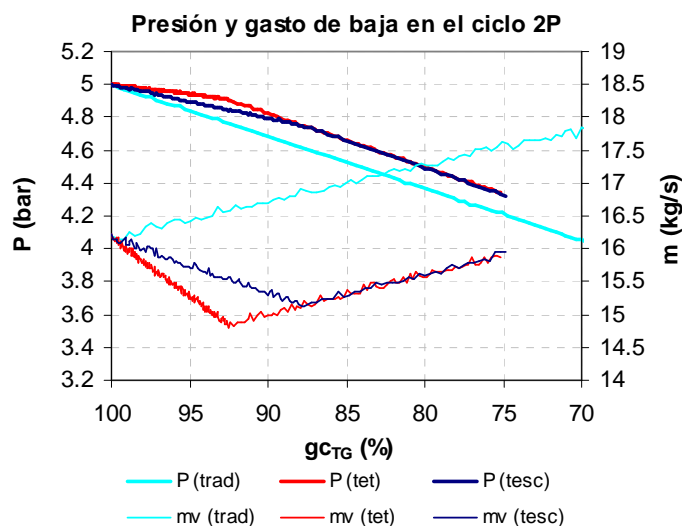


Fig. 5.120. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de baja en función del grado de carga de la turbina de gas.

En el caso de la presión de baja, su tendencia es similar a la de alta. Esto se debe a que en la ecuación 3.121, el gasto se corresponde con la suma del gasto de alta y de baja, que tiende a disminuir con el grado de carga y, consecuentemente, ocurre lo mismo con la presión.

La figura 5.121 muestra la evolución de los approach point de alta y de baja. En este caso se observa que el más crítico es el de alta ya que cae a mayor velocidad que el de baja. Por tanto, su límite técnico debe ser más restrictivo en el nivel superior.

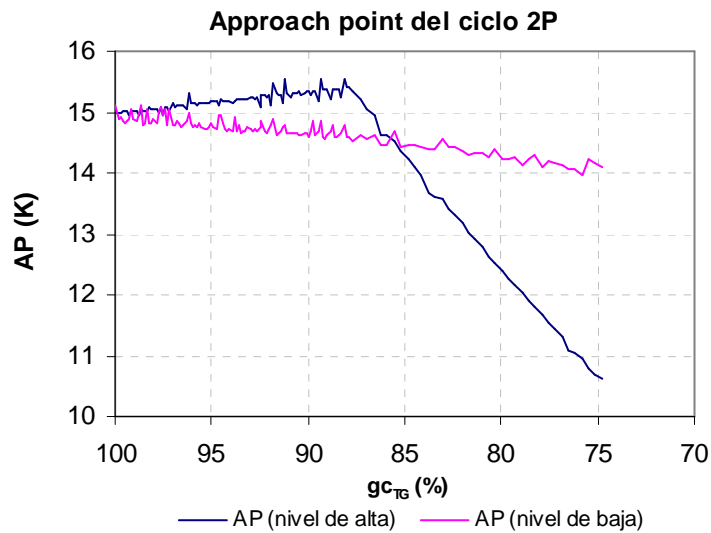


Fig. 5.121. Variación del approach en función del grado de carga de la turbina de gas.

En cuanto al rendimiento del ciclo combinado, se muestra la figura 5.122. En ella se presentan los resultados obtenidos con las diferentes estrategias de regulación frente a la potencia del ciclo combinado. Como ocurría en el ciclo 1P, cuando se introduce un compresor de geometría variable, el rendimiento de la planta para una misma potencia mejora.

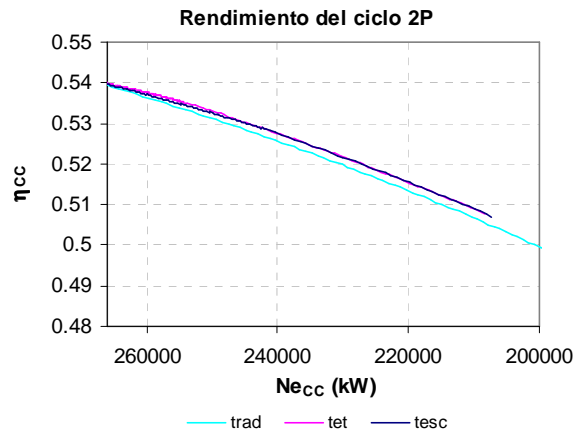


Fig. 5.122. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.

Finalmente se pueden obtener los resultados económicos de la central. La figura 5.123 es la equivalente a la 5.117 y muestra el flujo de caja y el coste de generación en función del grado de carga de la turbina.

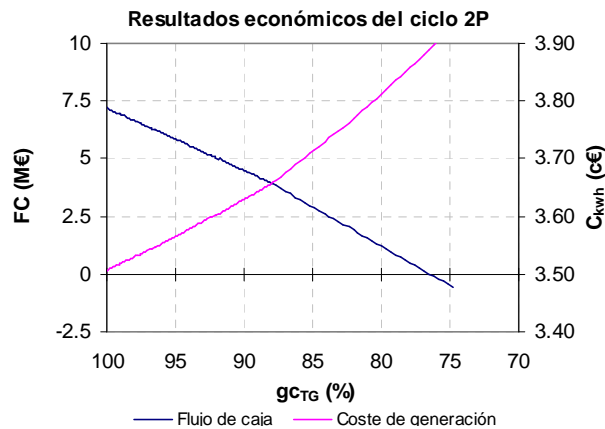


Fig. 5.123. Variación del flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas

En este caso se observa cómo el rango de potencias en las que se obtiene un beneficio positivo es mayor que en el ciclo 1P debido al mejor rendimiento del ciclo.

La figura 5.124, por su parte, muestra la curva de oferta de la central, de nuevo para dos previsiones de funcionamiento anual (una serie de 7000 h/año y otra de 5000 h/año).

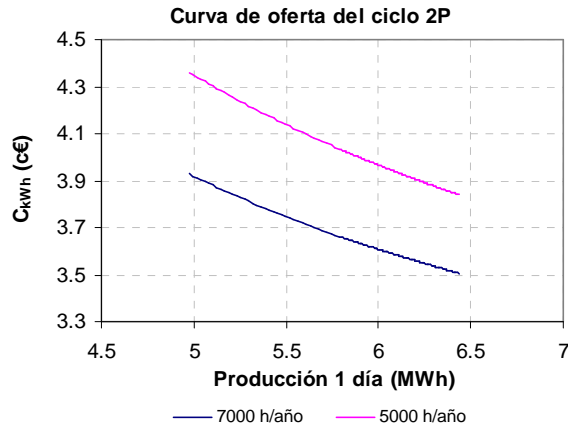


Fig. 5.124. Curva de oferta del ciclo de 2P.

Ciclo 2PR.

Los resultados y las tendencias a cargas parciales de la configuración 2PR son muy similares a las del 2P. En las figuras 5.125-5.127 se pueden observar los correspondientes a las variables termodinámicas más interesantes, mientras que las figuras 5.128-5.130 muestran los obtenidos para el rendimiento y los resultados económicos.

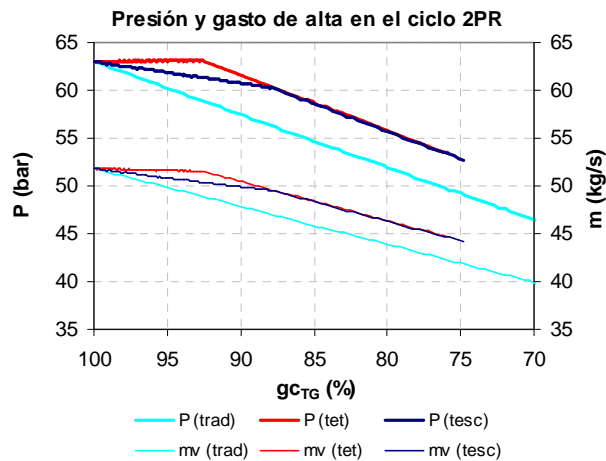


Fig. 5.125. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de alta en función del grado de carga de la turbina de gas.

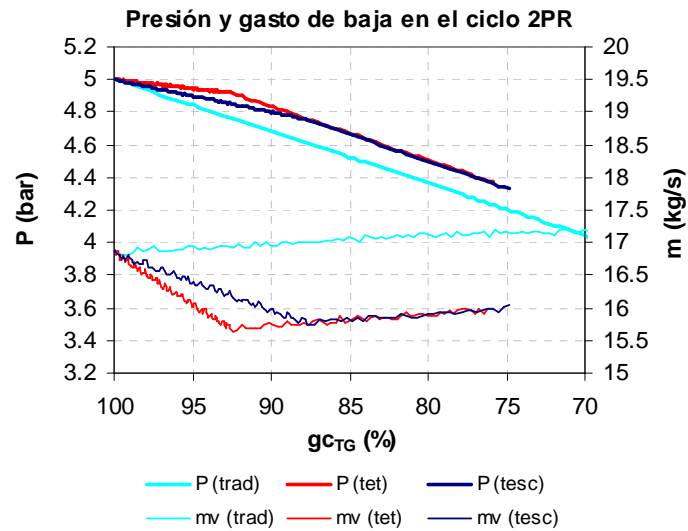


Fig. 5.126. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de baja en función del grado de carga de la turbina de gas.

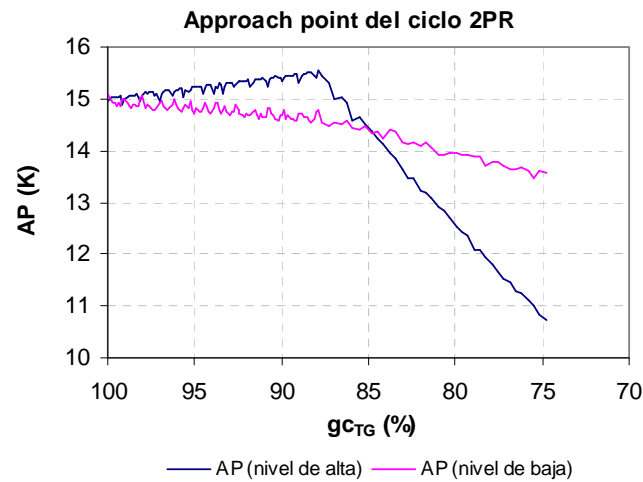


Fig. 5.127. Variación del approach en función del grado de carga de la turbina de gas.

En las figuras 5.125-5.127 se puede observar que las tendencias son muy similares a las de la configuración 2P, salvando los valores absolutos de las variables. Igualmente, se vuelve a observar cómo las estrategias de control con compresor de geometría variable siempre coinciden en la zona de regulación por dosado, como se dijo con anterioridad.

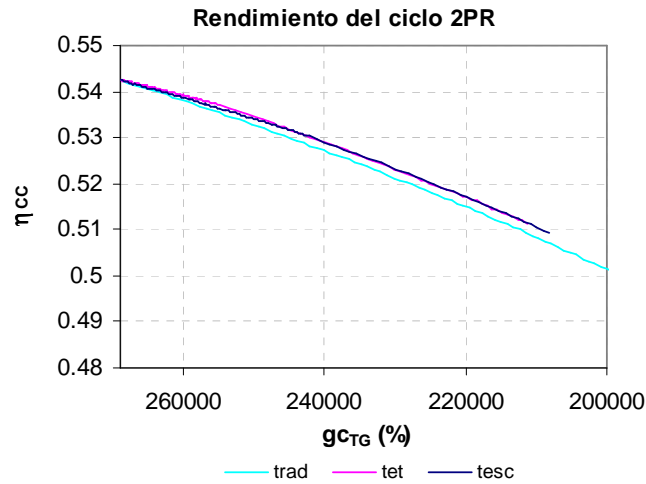


Fig. 5.128. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.

En cuanto al rendimiento, de nuevo los mejores resultados los proporciona la regulación con turbinas de gas de geometría variable y, entre ellas, tiene una ligera ventaja la estrategia que controla la temperatura de entrada a la turbina.

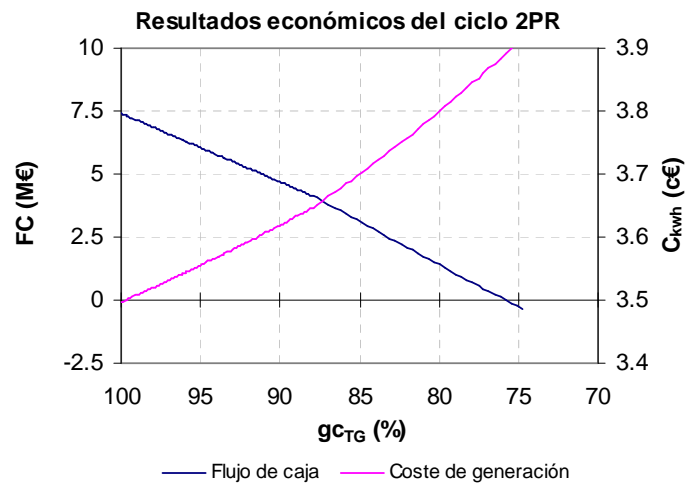


Fig. 5.129. Variación del flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas.

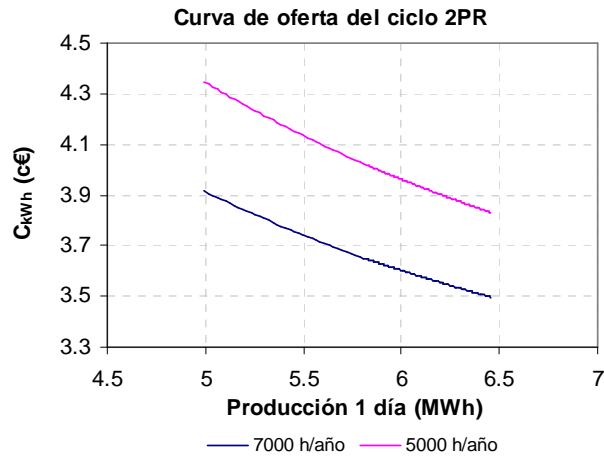


Fig. 5.130. Curva de oferta del ciclo de 2PR.

En la gráfica 5.129 se observa cómo el rango de potencias donde el ciclo es rentable se amplía ligeramente debido al mejor rendimiento obtenido por el ciclo 2PR. Por último, la figura 5.130 muestra la curva de oferta de la central.

Ciclo 3PR.

Las figuras 5.131-5.133 muestran la presión y la producción de vapor de los distintos niveles de presión de la caldera. En el caso del nivel de alta, las tendencias son otra vez las mismas que en configuraciones anteriores.

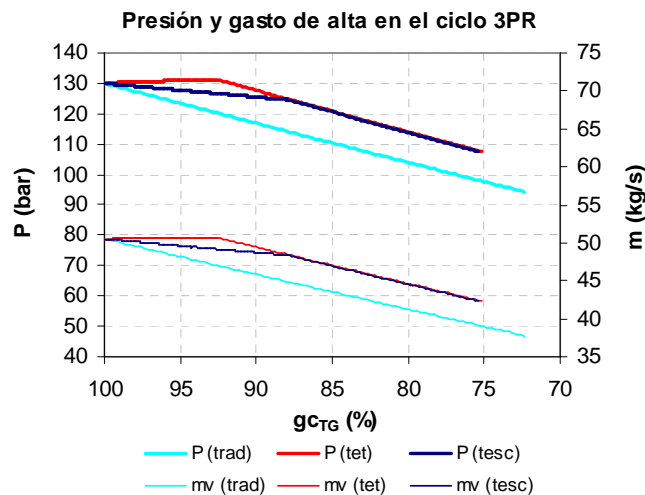


Fig. 5.131. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de alta en función del grado de carga de la turbina de gas.

El nivel de intermedia tiene un comportamiento parecido al nivel de baja de las configuraciones 2P y 2PR, ya que el gasto tiende a aumentar aunque no tanto como en éstas. La explicación es la misma que anteriormente, es decir, el ligero aumento en la producción de vapor del nivel de media se debe al gran descenso del de alta. En las zonas donde este descenso no existe (regulación manteniendo constantes la temperatura de escape o la de entrada la turbina de gas), la tendencia sí es a la baja.

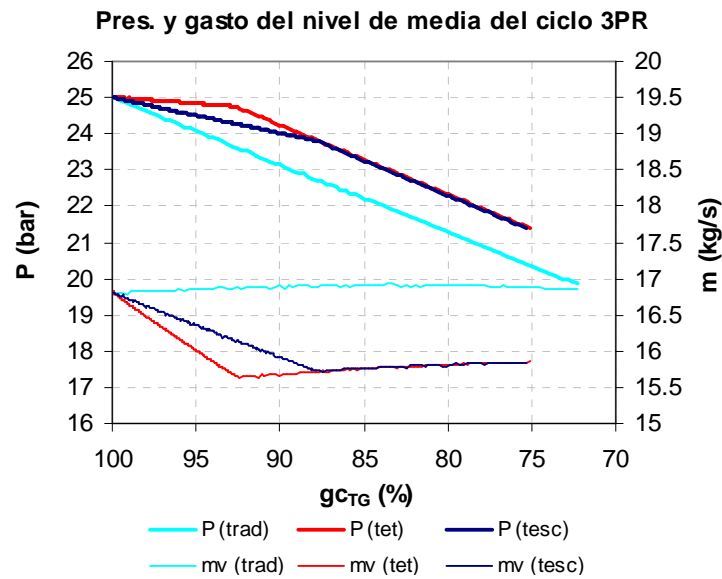


Fig. 5.132. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de media en función del grado de carga de la turbina de gas.

La tendencia de la producción de vapor del nivel de baja es descendente. Esto se debe a que la producción de vapor en el nivel de media es muy constante (excepto en las zonas de control por temperatura) y, por lo tanto, dicho nivel le resta calor por recuperar al de baja. Una cuestión interesante es que en el nivel de baja se fuerza, por medio de una válvula, a que la presión del calderín sea constante. Esto, que en muchas ocasiones aparece en la práctica, se realiza para evitar que la presión descienda mucho, ya que su valor es bajo de partida.

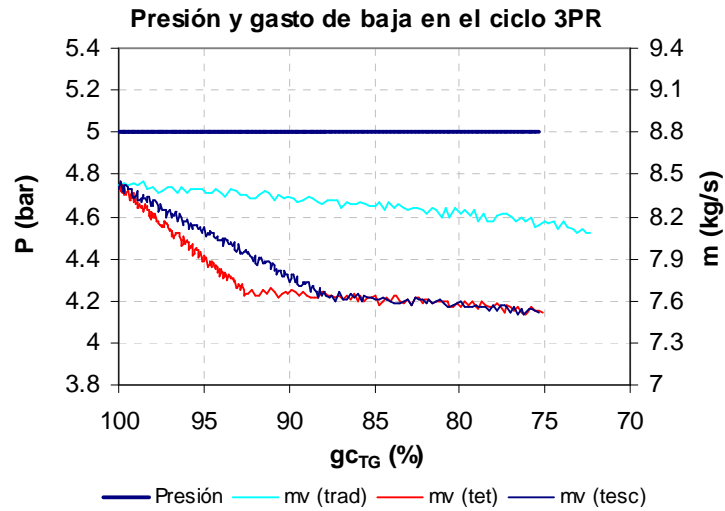


Fig. 5.133. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de baja en función del grado de carga de la turbina de gas.

La figura 5.134 muestra los approach point, en este caso los del nivel de alta, media y baja. Se observa que el más crítico es de nuevo el de alta.

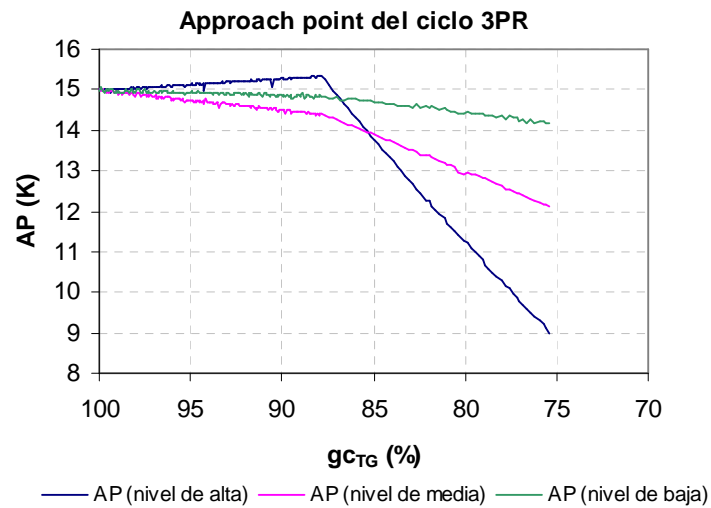


Fig. 5.134. Variación del approach en función del grado de carga de la turbina de gas.

Con respecto a las figuras 5.135-5.137, en las que se presentan los resultados del rendimiento y los resultados económicos, los comentarios son los mismos que en las configuraciones anteriores.

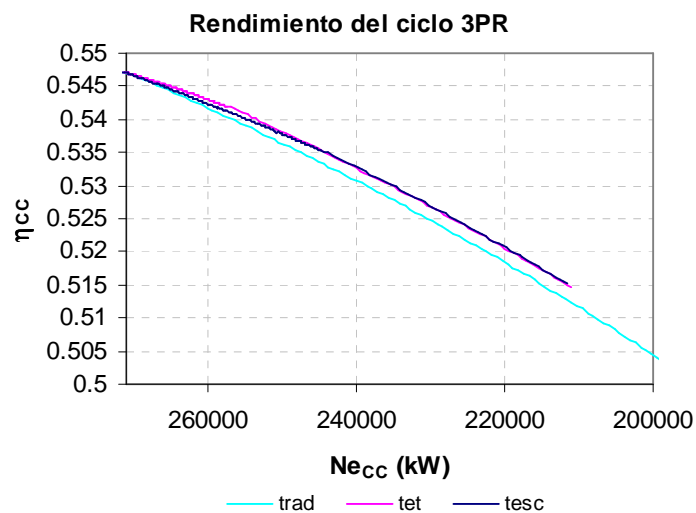


Fig. 5.135. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.

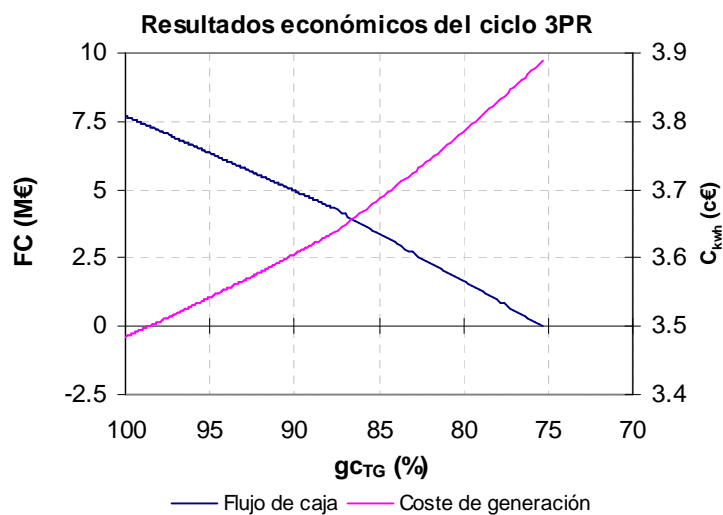


Fig. 5.136. Variación del flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas

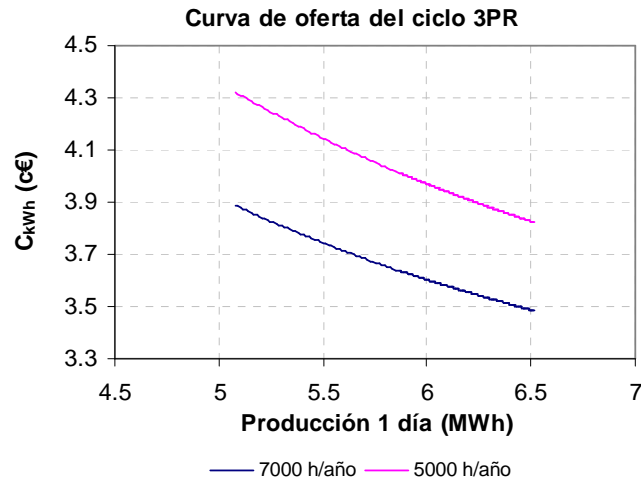


Fig. 5.137. Curva de oferta del ciclo de 3PR.

5.3. Análisis del precio del combustible e influencia de los parámetros económicos

5.3.1. Análisis del precio del combustible

Como se ha indicado anteriormente se considera interesante utilizar el modelo termoeconómico propuesto para estudiar cómo se modifican los resultados obtenidos ante eventuales variaciones del precio del combustible.

El coste anual en combustible supone una gran parte del coste de explotación (como se puede observar en el ejemplo del anexo 4), por lo que su precio es un parámetro muy a tener en cuenta en el diseño de los ciclos.

En la gráfica 5.138 se muestra cómo varía el coste de generación en función del precio del combustible para las configuraciones estudiadas. En el eje de la derecha, se representa la variación del coste de generación para la planta de 2P en función del precio de combustible y en el eje de la izquierda las diferencias entre el coste obtenido en las demás configuraciones y el obtenido para la 2P. Como se observa, los ciclos de mayor rendimiento –como era de esperar– proporcionarán mejores resultados ante eventuales subidas del precio del combustible o ante eventuales tasaciones de

emisiones por CO₂ y además, la diferencia se acentúa conforme el aumento del precio (o de la tasa) es mayor.

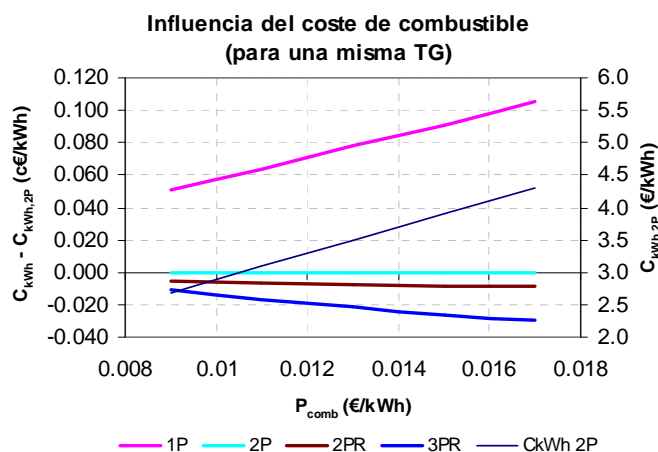


Fig. 5.138. Influencia del precio del combustible sobre el coste de generación.

El resultado anterior otorga cierta ventaja a las plantas de mayor rendimiento. Sin embargo no se pueden extraer conclusiones acerca de lo que ocurre con el flujo de caja ya que, al utilizar la misma turbina de gas, el aumento del gasto en combustible sería igual para todas las configuraciones.

En la figura 5.139 se resuelve este problema comparando dos plantas de la misma potencia pero de distinto rendimiento y con el mismo coste de explotación¹¹ (y, por lo tanto, igual coste de generación e igual flujo de caja).

En esta figura se vuelve a observar cómo el diseño de mayor rendimiento se comportaría mejor ante subidas del precio del combustible, tanto en términos de coste de generación como en términos de flujo de caja.

Cabe destacar que si el precio disminuye en lugar de aumentar, la tendencia sería la contraria y se comportaría mejor el ciclo de menor rendimiento. Sin embargo,

¹¹Un diseño es el ciclo 3PR estudiado en el apartado 5.1.2 y el otro es un diseño hipotético con mayor rendimiento e igual potencia (menor gasto en combustible) y mayor coste de amortización.

aunque dicha posibilidad existe, entraña menos riesgo que la posibilidad del aumento del precio. Además, se debe recordar que las tasas por CO₂ son equivalentes a aumentos del precio de combustible y no a descensos.

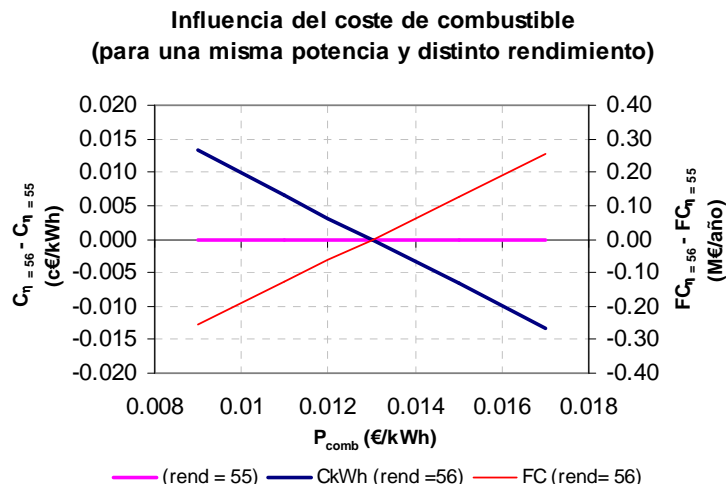


Fig. 5.139. Influencia del precio del combustible sobre el coste de generación y sobre el flujo de caja.

5.3.2. Análisis de la tasa de descuento o interés

La tasa de descuento o interés representa la variación del valor del dinero con el paso del tiempo. Éste suele coincidir con el valor que da el promotor al capital que pretende invertir (y consecuentemente está influido, entre otros factores, por los intereses de la financiación y por el precio oficial del dinero). Por tanto, la tasa de interés cuantifica, de alguna forma, el riesgo de invertir cierto capital en el proyecto.

La tasa de interés influye en los resultados económicos a través del coste de amortización, como se indica en el capítulo 4. De ese modo, cuanto mayor sea la inversión a realizar, mayor será el riesgo que entrañe y mayor será la influencia que tenga dicha tasa. La figura 5.140 es equivalente a la 5.139 pero variando la tasa de interés (en un rango verosímil) en lugar del precio del combustible. En ella se observa la tendencia esperada, es decir, que los resultados económicos empeoran notablemente si la tasa de interés aumenta. Sin embargo, el objetivo de la gráfica no es observar la

tendencia sino cuantificar la variación del coste y del beneficio entre los dos diseños estudiados en ella.

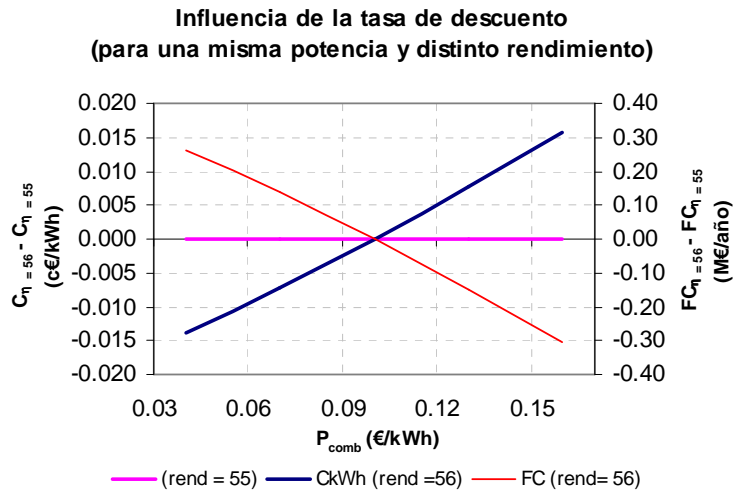


Fig. 140. Influencia de la tasa de interés sobre el coste de generación y sobre el flujo de caja.

Desde este punto de vista se observa que la variación de los resultados económicos es del mismo orden de magnitud que en la figura 5.139 (donde se estudiaba la influencia del precio del combustible). Esto quiere decir que la variación no es muy elevada y, por tanto, que el riesgo al diseñar un ciclo de mayor rendimiento se puede considerar como “asumible”, sobre todo si se tiene en cuenta que aumentos en el precio del combustible equilibrarían la tendencia negativa que resulta del análisis.

5.3.3. Análisis del coste de la caldera y del ciclo de vapor

Los resultados obtenidos en los apartados 5.1 y 5.2 son, principalmente, variables económicas en función de parámetros termodinámicos de la planta de ciclo combinado. Para obtenerlos se ha utilizado el modelo de asignación de costes descrito en el apartado 4.2.

Parte del trabajo de investigación ha consistido en asignar valores a las constantes que aparecen en dicho modelo de asignación de costes. En el caso de la estimación del coste de las turbinas de gas, se utiliza una curva de regresión a partir de precios reales

de turbinas de gas existentes en el mercado, por lo que se puede considerar (teniendo en cuenta la discusión realizada en el apartado 5.1.1) que la estimación es correcta. Para el establecimiento del coste de la caldera de recuperación de calor y de la turbina de vapor, la estimación se realizó en base a datos encontrados en otras investigaciones o en otros programas de simulación. La incertidumbre en la veracidad de los valores es, por tanto, más cuestionable al no ser datos fácilmente obtenibles.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, se considera oportuno analizar cómo se comportan los resultados obtenidos si se modifican los valores utilizados para la estimación de costes de la caldera y de la turbina de vapor y, lo que parece aún más importante, observar si los diseños obtenidos con los valores propuestos se modificarían sustancialmente con dichos cambios.

Influencia del coste de la caldera de recuperación de calor.

La figura 5.141 muestra el flujo de caja y el coste de generación de la planta de ciclo combinado denominada como 3PR y utilizada a lo largo del apartado 5.3. La figura compara los resultados que se obtienen originalmente con los obtenidos cuando se eleva el coste de la caldera en un 25% (las constantes de la ecuación 4.26 se multiplican por 1.25).

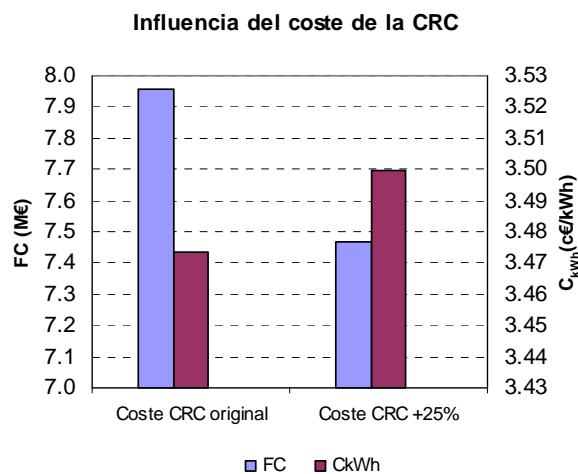


Fig. 5.141 Variación del flujo de caja y del coste de generación si se encarece el coste de la caldera.

Como es de esperar, cuando el modelo de costes de la caldera asigna costes más elevados los resultados económicos empeoran (aunque en menor proporción que el aumento del coste de la caldera, ya que éste es sólo una parte del total). Este resultado es completamente lógico y es consecuencia directa del incremento del coste.

Sin embargo, como ya se ha dicho, es más interesante estudiar si los valores que toman los parámetros de diseño se verían afectados por el hecho de modificar el modelo de costes.

En la figura 5.142 se pueden comparar los resultados obtenidos en el análisis de sensibilidad de la figura 5.74 (para el ciclo 3PR y utilizando las constantes de coste propuestas inicialmente) con los obtenidos cuando se eleva el coste de la caldera el 25%.

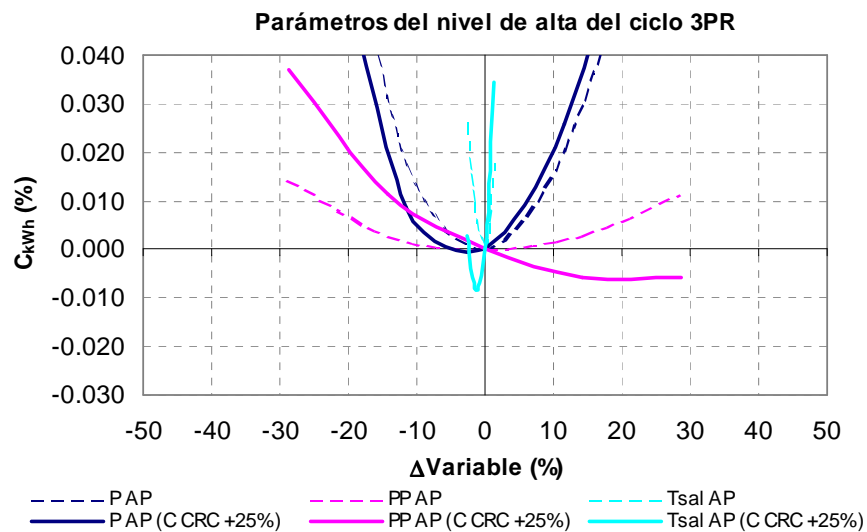


Fig. 5.142. Variación del punto de diseño al aumentar el coste de la caldera.

Se observa que, con los nuevos costes, el diseño que antes era el de mínimo coste de generación ya no lo es. Sin embargo, la desviación del punto óptimo es muy pequeña, es decir, aumentando la estimación del coste en un 25%, los parámetros de diseño son casi los del punto óptimo (nótese que en todas las curvas el punto mínimo

se encuentra muy cercano al origen y, por tanto, el diseño está muy próximo al óptimo) y, además, la variación del coste de generación sería muy pequeña.

Esto quiere decir que, diseñando mediante el modelo propuesto, los valores que se obtengan seguirán siendo aproximadamente válidos aunque la estimación del coste de la caldera se haya hecho con un 25% de error.

Se observa también que el resultado que más varía es el pinch point pero, aún así, el valor final de éste pasaría de ser de 14K a 17K a lo sumo (ya que las demás variables tampoco están optimizadas y todo el error en dicha curva lo asume el pinch point).

Influencia del coste de la turbina de vapor.

En este apartado se muestran los resultados análogos al los del anterior pero modificando el coste de la turbina un 25% (se modifican las constantes de la ecuación 4.28).

En la figura 5.143 se observa de nuevo que los resultados empeoran cuando se endurece el modelo de predicción de costes.

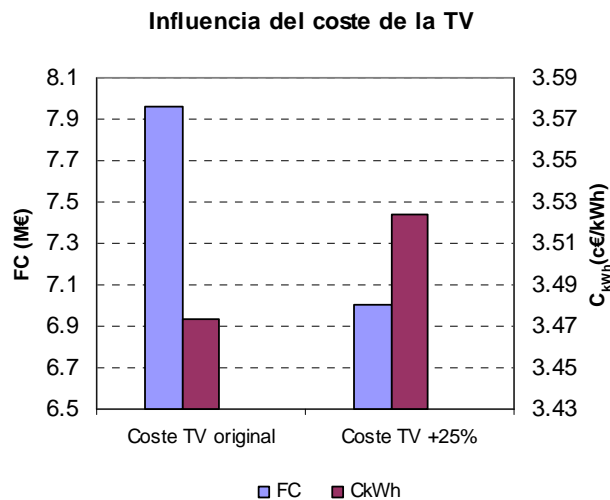


Fig. 5.143. Variación del flujo de caja y del coste de generación si se encarece el coste de la turbina de vapor.

Por otra parte, en la figura 5.144 se comparan de nuevo los análisis de sensibilidad de los parámetros de diseño. En este caso se aprecia que la coincidencia de las curvas es casi total. Es decir, la variación del coste de la turbina de vapor influye en el resultado pero no en la selección de los parámetros de diseño y, por tanto, el modelo es perfectamente válido para diseñar.

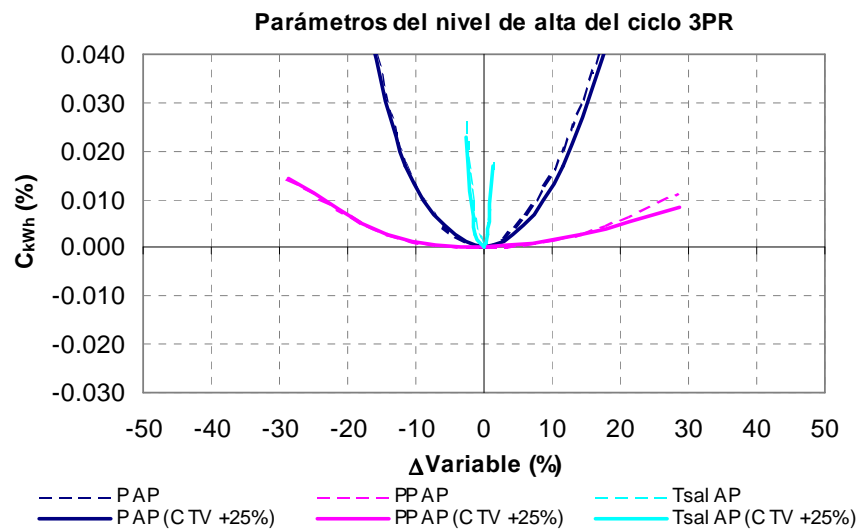


Fig. 5.144. Variación del punto de diseño al aumentar el coste de la turbina de vapor.

5.4. Metodología propuesta para el diseño de ciclos combinados

Con los resultados obtenidos hasta el momento se puede establecer una metodología que sirva como guía o de ayuda al diseño de plantas de ciclo combinado.

El diseño óptimo de este tipo de centrales no se consigue mediante la optimización separada del ciclo de gas y del ciclo de vapor, sino que la interacción entre ambos condiciona fuertemente las prestaciones que se pueden conseguir. Además de ese condicionamiento, la interacción abre muchas posibilidades en la configuración de los diseños que, como se ha visto, introducen a su vez numerosos parámetros de diseño y grados de libertad.

Por tanto, el objetivo de la metodología que se propone es reunir todas posibilidades de diseño y sintetizar cuáles de los parámetros son los más importantes y cómo deben ser seleccionados.

De forma esquemática, se proponen las siguientes fases para el diseño termoeconómico de ciclos combinados, que se irán desarrollando posteriormente:

- 1- Selección de la turbina
 - a. Selección de la potencia y del número de turbinas de gas
 - b. Determinación de la turbina más indicada entre la disponibles
- 2- Selección del tipo de configuración de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor
 - a. Selección del número de niveles de presión. Recalentamiento o no
 - b. Condiciones supercríticas o no
 - c. Temperatura de alimentación
 - d. Extracciones de la turbina de vapor o no
- 3- Determinación del valor de los parámetros de diseño de la caldera y del ciclo de vapor
 - a. Determinación de los parámetros más influyentes y optimización de los valores de diseño
 - b. Revisión de los valores obtenidos y revisión de la turbina de gas y de la caldera propuesta

5.4.1. Selección de la turbina de gas

Durante el capítulo de resultados se ha podido comprobar que el rendimiento y los resultados económicos del ciclo combinado son muy sensibles a los parámetros del ciclo de gas. Por ese motivo el primer paso en el diseño de los ciclos será la determinación de la turbina de gas que se vaya a emplear.

a) Selección de la potencia y del número de turbinas de gas

Como paso previo a la selección de la turbina de gas se debe estimar su potencia a partir de la deseada para el ciclo combinado. Como norma general se puede decir que para ciclos de gran potencia, en los que el rendimiento será elevado y no existirá post-combustión, la potencia de la turbina de gas representará aproximadamente el 60% de la total, mientras que el ciclo de vapor producirá el 40%. Si el ciclo combinado es de menor potencia, el diseño termoeconómico conducirá a rendimientos menores y la potencia del ciclo de gas podrá suponer el 65% del total.

En el caso de que se determine utilizar post-combustión se deberá tener en cuenta que la potencia del ciclo de vapor se incrementa considerablemente, llegando incluso a superar a la del ciclo de gas.

Una vez conocida la potencia que debe proporcionar la turbina de gas o las turbinas de gas, se debe establecer el número de ellas que se van a instalar. Debido a las economías de escala interesa instalar solamente una que sea capaz de dar toda la potencia por sí misma.

Sin embargo, el número de turbinas a utilizar dependerá de la demanda de energía donde se vaya a instalar el ciclo. Como ya se dijo en el capítulo 2, en localizaciones donde la demanda es muy variable dependiendo de la estación del año lo que interesa es predecir qué potencia se debe generar en cada estación. De ese modo si, por ejemplo, la potencia prevista para gran parte del año es el 30% de la nominal, interesará integrar 3 turbinas de gas, 3 calderas de recuperación de calor y 1 solo ciclo de vapor (configuración denominada 3×1), ya que el rendimiento conseguido operando con 1 turbina a plena carga y las otras dos apagadas es mayor que el obtenido con las 3 operando al 33% o una turbina mayor igualmente al 33%.

b) Determinación de la turbina más indicada entre la disponibles

Según lo explicado y lo discutido en el apartado 5.1.1, la turbina de gas no se diseña específicamente para el ciclo sino que debe ser seleccionada de entre las disponibles en el mercado.

En dicho apartado se concluye que, para una determinada potencia, la turbina de gas que proporcione mejores resultados termoeconómicos del ciclo combinado será aquella que tenga una alta temperatura de entrada a la turbina y una alta relación de compresión.

Las siguientes características también se deben tener en cuenta para mejorar las prestaciones del ciclo combinado:

- Las turbinas de gas de combustión secuencial consiguen un rendimiento igual al de las turbinas de ciclo simple, son de un coste similar y, además de producir menores niveles de NO_x , tienen una temperatura de escape mayor que las equivalentes de ciclo simple y, por tanto, mejoran la producción de vapor y el rendimiento del ciclo.
- Las turbinas de gas con compresor de geometría variable consiguen mejores rendimientos en el ciclo combinado (no en la turbina de gas aislada) a cargas parciales que las de geometría fija, y por lo tanto es recomendable su utilización.
- La refrigeración de la turbina debe realizarse, si es posible, mediante agua o vapor del ciclo de vapor ya que, de esa forma, el calor residual de la refrigeración se introduce en el ciclo de vapor y produce mayor cantidad de vapor.

5.4.2. Selección del tipo de configuración de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor

Una vez seleccionada la turbina de gas, el siguiente paso debe ser elegir la configuración termoeconómicamente más apropiada de la caldera y del ciclo de vapor para la potencia deseada. Como ya se ha dicho a lo largo de la tesis, la caldera de recuperación de calor es el único elemento que se diseña íntegramente para cada ciclo. La flexibilidad de diseño es, por tanto, muy elevada. Además, la caldera de recuperación es la responsable directa de gran parte de la destrucción exergética (una vez seleccionada la turbina de gas).

a) Selección del número de niveles de presión. Recalentamiento o no.

En el apartado 5.1.2 se hace un estudio de las principales configuraciones de la caldera de recuperación de calor atendiendo al número de niveles de presión utilizados. La conclusión que se desprende de la figura 5.96, donde se muestran los resultados obtenidos en función de la potencia de la turbina de gas (utilizando una turbina de gas “tipo”), es que conviene, desde un punto de vista puramente termoeconómico, utilizar ciclos de tres niveles de presión, ya que obtienen mayor potencia a un coste de generación menor.

Sin embargo, a medida que la potencia nominal de la turbina de gas es menor, desde una perspectiva de riesgo puede convenir reducir el número de niveles de presión; el coste del “kilovatio instalado” es mayor en las configuraciones de tres niveles de presión y, por tanto, la inversión en una central de potencias medias es, en ese caso, considerablemente mayor.

En cuanto al uso del recalentamiento, las ventajas que aporta son las mismas que en una central de vapor convencional, por lo que es recomendable su uso si la presión de trabajo es elevada. Además, se puede decir que el rendimiento tiende a mejorar en comparación con la configuración sin recalentamiento. Termoeconómicamente los resultados son muy parecidos, y por tanto, será totalmente aconsejable su uso en centrales grandes donde es conveniente realizar altas inversiones.

Por último, se puede discutir la disposición de los intercambiadores dentro de la caldera, así como la posibilidad de sobrecalentar los niveles de baja presión (en las configuraciones con varios niveles). En lo que se refiere a la disposición, ésta debe ser tal que se minimicen las pérdidas exergéticas en la caldera. Para ello, se utilizan secciones por las que discurren varios intercambiadores en paralelo que trabajen a la misma temperatura (como los economizadores dobles tratados en el apartado 3.4.3). Por otro lado, en la sección de resultados se vio que, aunque desde un punto de vista termodinámico convenga sobrecalentar el nivel de baja presión, desde el criterio

termoeconómico no compensa, y sólo se utiliza para reducir la humedad en el cuerpo de baja presión de la turbina.

b) Condiciones supercríticas o no.

En los ciclos de gran potencia, donde la temperatura del escape de la turbina de gas es alta y conviene elevar la temperatura del vapor vivo y la presión de trabajo, puede ser muy interesante llegar a condiciones de trabajo supercríticas. En estas condiciones, el rendimiento exergético de la caldera es mucho mayor y, por tanto, el rendimiento del ciclo aumenta considerablemente. Se puede prever, por tanto, su utilización en diseños futuros.

Otro elemento a favor de trabajar en condiciones supercríticas es la simplicidad de la caldera en comparación con las tradicionales, ya que pasan a ser de paso único y no cuentan con calderines.

En su contra se encuentran el factor de la experiencia, particularmente en lo relativo a aspectos de resistencia mecánica (ya que todavía no existen calderas de recuperación de paso único que se monten en plantas comerciales) y la regulación de la carga (ya que el control es más complicado y existe la posibilidad de dañar la caldera si repentinamente desciende la presión a niveles “muy subcríticos”).

c) Temperatura de alimentación.

Debido al contenido en azufre que pueda tener el combustible, la temperatura de los humos debe ser lo suficientemente elevada para que no aparezcan condensaciones ácidas ni en la chimenea ni en la parte de baja temperatura de la caldera (en los primeros economizadores). En esta zona, la temperatura del agua debe ser también lo suficientemente alta para, por un lado, controlar la temperatura de los humos, y por otro, evitar también la condensación ácida (ya que si es muy baja, la temperatura de la tubería y, por tanto, la del gas en sus proximidades sería también muy baja).

En el capítulo 2 se describen diversas formas de elevar la temperatura de alimentación. Sin embargo en esta metodología se propone usar una recirculación, ya

que permite aumentar dicha temperatura con el calor residual de los humos y no con vapor, que podría desarrollar trabajo.

d) Extracciones de la turbina de vapor.

En el capítulo 2 se indica que en los ciclos combinados no conviene que el ciclo de vapor sea regenerativo, ya que no conduce a mejoras en el rendimiento; no reduce el combustible utilizado (como en los ciclos de vapor) ni aumenta el gasto de vapor producido (ya que éste se rige principalmente por el valor del pinch point). Por tanto las extracciones en la turbina sólo se deben realizar si es estrictamente necesario, puesto que reducen la potencia de la turbina de vapor.

Las ocasiones en las que se deben realizar extracciones serán aquellas en las que se utilicen combustibles con un alto contenido en azufre y se deba precalentar mucho el agua de alimentación de la caldera.

5.4.3. Determinación del valor de los parámetros de diseño de la caldera y del ciclo de vapor

a) Determinación de los parámetros más influyentes y optimización de los valores de diseño.

El último paso en la metodología propuesta consiste en la optimización del valor de los parámetros de diseño de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor para una turbina de gas dada.

En el capítulo 5.1.2 se hace un estudio para identificar los principales parámetros de diseño de la caldera de recuperación (y del ciclo de vapor) para las distintas configuraciones posibles.

En primer lugar, cabe destacar que la metodología idónea para determinar el óptimo termoeconómico de un ciclo combinado sería aquella que diera como resultado el mejor valor de los parámetros de diseño. Esta metodología es notablemente complicada y requiere un profundo estudio, que está llevándose a cabo en otra tesis doctoral en paralelo con ésta. El objetivo que se pretende cubrir en este apartado es

sintetizar las tendencias que se deben seguir en función de la turbina de gas empleada y de la configuración seleccionada para aproximarse al óptimo termoeconómico. La justificación se puede encontrar en los análisis de los apartados 5.1 y 5.2.

Como norma general se puede establecer que los parámetros del ciclo de vapor más influyentes en los resultados termodinámicos y termoeconómicos son la presión y la temperatura del vapor vivo, sobre todo en los niveles de alta presión (y la temperatura del vapor recalentado en caso de que exista). Se debe marcar un límite superior en la temperatura del vapor (que propondrá el fabricante de la turbina de vapor) y otro mínimo suficiente para que no aparezca demasiada fracción húmeda en la turbina de vapor. Particularmente, en algunas configuraciones pueden existir dos zonas de buen rendimiento y buenos resultados económicos, aunque en una de ellas pueden producirse problemas de humedad en la turbina de vapor y se debe estudiar con cuidado.

Una vez seleccionados éstos, la aproximación al óptimo debe proseguir seleccionando la presión de los calderines de los niveles inferiores, ya que el valor óptimo está en función del valor que tome el del nivel de alta (como se explica en el apartado 5.1.2).

Los valores de los pinch points y de los approach points dependen del valor de la presión de sus propios niveles, pero no están correlacionados fuertemente ni con los demás niveles ni entre sí. En el caso del approach point se deberá efectuar un análisis a carga parcial para determinar el valor mínimo que técnicamente puede tomar para que no exista evaporación en los economizadores. Esto suele ser más importante en los niveles de alta presión (ver apartado 5.2).

Por otro lado, la temperatura del vapor sobrecalentado (no recalentado) de los niveles de presión inferiores es menos influyente y, como ya se ha comentado, su valor dependerá de la posibilidad de que aparezca humedad en los cuerpos de baja presión de la turbina.

Finalmente, existen otros parámetros menos influyentes pero igualmente importantes. Entre ellos los más importantes son la selección de las temperaturas intermedias que, por ejemplo, aparecen cuando los sobrecalentadores o los economizadores están divididos en varias secciones. Por ejemplo, si discurren en paralelo el economizador de baja y el primer economizador de alta, la temperatura del agua a la salida de este último deberá ser la misma que la temperatura de salida del primero, para reducir al máximo las pérdidas exergéticas. En el caso de que no existan intercambiadores en paralelo se puede realizar un análisis de sensibilidad análogo al que se realiza para el pinch y el approach point.

b) Revisión de los valores obtenidos y revisión de la turbina de gas y de la caldera propuesta.

Una vez concluidas todas las fases de diseño propuestas, la metodología, que pretende ser una aproximación al óptimo, debe iterarse con los valores obtenidos para mejorar el resultado. Se proponen los siguientes bucles de iteración:

- I. Bucle por la comprobación de la aparición de humedad (debe ser menor del 15%) o temperaturas de los humos muy bajas (menores de 90°C utilizando gas natural o 140°C en caso de fuelóleo). Se propone la utilización de gráficas como la figura 5.95 para determinar qué parámetros modificar.
- II. Bucle de convergencia de la metodología propuesta en el epígrafe a) de este apartado. Es decir, repetir el proceso de diseño de la caldera y del ciclo de vapor hasta que converjan los valores de los parámetros de diseño.
- III. Comprobar si la turbina de gas seleccionada es la más apropiada o si existe una mejor para la caldera de recuperación y el ciclo de vapor seleccionado.

5.5. Validación del modelo de simulación

En este apartado se procede a comprobar la validez del modelo. Para ello se realizarán simulaciones de turbinas de gas, calderas de recuperación y ciclos combinados completos de centrales o instalaciones existentes y se compararán los resultados obtenidos con los proporcionados por diversas fuentes, obtenidos por cálculo o por vía experimental.

El modelo termodinámico utilizado consta de tres submodelos, uno para la turbina de gas, otro para la caldera de recuperación de calor y otro para la turbina de vapor. Todos ellos deben ser validados tanto en condiciones nominales como a cargas parciales.

El modelo utilizado para simular las turbinas de gas de ciclo simple y regulación de la carga mediante control del dosado utiliza las curvas características descritas en el apartado 3.3. Estas curvas características fueron empleadas en el antecedente de esta tesis (Rapún, 1999) y validadas en dicho trabajo, por lo que no se van a analizar en el presente apartado.

Sin embargo, en este trabajo se han introducido nuevas formas de regulación de la potencia y nuevas turbinas de gas, como son las turbinas de gas de combustión secuencial o las turbinas con compresor de geometría variable. En el apartado 5.5.1 se realiza la validación de los modelos utilizados para dicha simulación.

En lo que se refiere al ciclo de vapor y a la caldera de recuperación de calor, el modelo propuesto es un nuevo desarrollo y por tanto debe ser validado. Esto se realiza en el apartado 5.5.2.

Finalmente, también se introduce en este trabajo un nuevo modelo para la simulación de ciclos de vapor y calderas de recuperación operando con agua en condiciones supercríticas. En el apartado 5.5.3 se valida dicho modelo.

5.5.1. Validación del modelo de la turbina de gas

A continuación se comparan los resultados obtenidos en la simulación de la turbina Alstom GT-26 con los datos reales en su punto nominal y a distintas cargas. Esta turbina es una turbina de combustión secuencial y con compresor de geometría variable. La regulación de la carga se realiza manteniendo constante la temperatura de escape de la turbina. Por tanto, de su simulación se podrá comprobar si los modelos utilizados tanto para simular turbinas de gas con combustión secuencial como para simular la regulación de la carga con compresor de geometría variable son válidos.

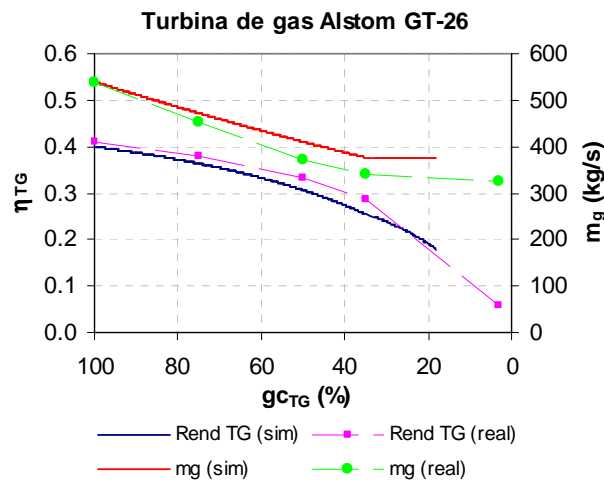


Fig. 5.145. Rendimiento y gasto de gas obtenidos en la simulación de la turbina Alstom GT-26.

En la figura 5.145 se comparan el caudal de gases de escape y el rendimiento de la turbina obtenidos en la simulación con los datos proporcionados por el fabricante a distintas cargas parciales.

En la curva correspondiente al gasto másico de la simulación de los gases de escape se observan dos zonas claramente diferenciadas. En la parte descendente de la curva la regulación de la carga se efectúa modificando la geometría del compresor mientras que en la zona plana la geometría es constante y la regulación se controla mediante la variación del dosado exclusivamente. En la curva de tendencia de los

datos reales se observan también ambas zonas, aunque la transición no se produce de una manera brusca como predice el modelo sino paulatinamente. Se puede decir, por tanto, que el modelo hace una predicción razonable de la realidad. El modelo predice una reducción más pronunciada de la carga de la turbina conforme se reduce el gasto de aire (en la zona de geometría variable), probablemente producido por una desviación en la predicción del rendimiento del compresor o de la relación de compresión (ver ecuaciones 3.56 y 3.57). En definitiva, se concluye que el modelo utilizado (descrito en el capítulo 3.3 y propuesto por El Sayed (1999)) representa bien a los compresores de geometría variable.

En la misma figura 5.145 se compara el rendimiento obtenido en la simulación con el real de la turbina. Se observa de nuevo que el comportamiento es bueno. Las causas de la desviación observada deben ser las mismas que en el caso anterior.

Por otro lado, la figura 5.146 muestra la temperatura de escape y el dosado, tanto en la simulación como las tendencias con los puntos reales. En ambos parámetros se observa que el comportamiento, el ajuste y las pendientes de las curvas predichas son muy buenos en las dos regiones anteriormente descritas.

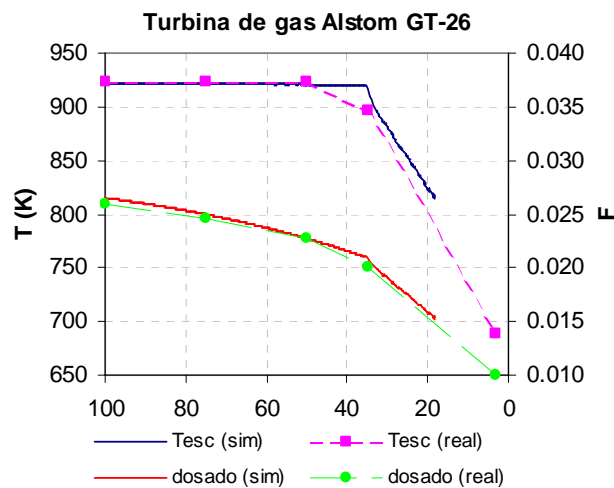


Fig. 5.146. Temperatura de escape y dosado obtenidos en la simulación de la turbina Alstom GT-26.

5.5.2. Validación de los modelos de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor

La validación del modelo de simulación de la caldera y del ciclo de vapor se hace conjuntamente. Para ello se simula una central de ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento (muy similar a la de la figura 2.9) instalada recientemente en España cuyos datos fueron facilitados por la compañía eléctrica propietaria.

El comportamiento del ciclo de vapor depende, en su punto de diseño, de los parámetros de diseño mencionados a lo largo del trabajo. A cargas parciales, sin embargo, el comportamiento sólo depende de la temperatura y del gasto de los gases a la entrada de la caldera. La validación se va a efectuar comparando los principales resultados en función de dicho gasto.

La figura 5.147 muestra la presión del nivel de alta y de media (el de baja permanece constante en la simulación y muy controlada su variación en la central real) en función del gasto másico de los gases que pasan por la caldera (que es equivalente al grado de carga de la turbina de gas). Se observa que en ambos niveles de presión el ajuste de las curvas es bueno.

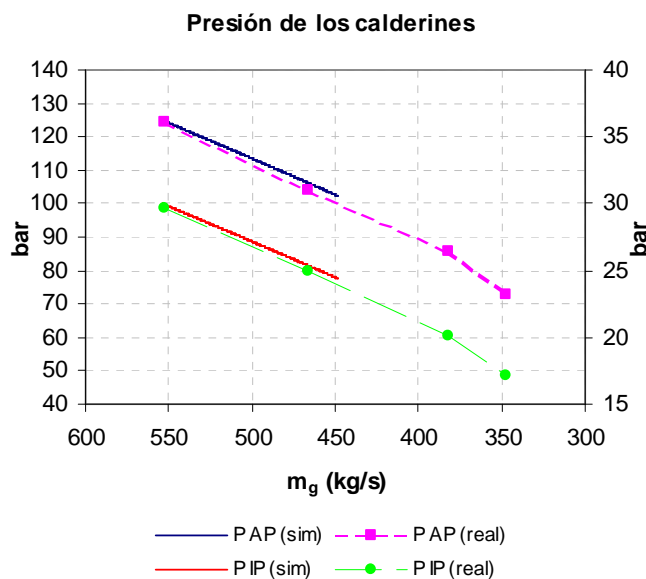


Fig. 5.147. Presiones de alta e intermedia obtenidas en la simulación.

Por otro lado, en la figura 5.148 se muestra la temperatura de salida del vapor vivo en los niveles de alta y de media (en el de baja la temperatura es la de saturación ya que no se sobrecalienta). En ella se observa que, en ambos niveles, la temperatura crece conforme el grado de carga disminuye. La temperatura real del vapor vivo está atemperada para no dañar a la turbina de vapor. Al no contar con el dato real de la temperatura de la caldera se debe observar la evolución del caudal de agua fría utilizado para mantener constante la temperatura. Los resultados obtenidos se muestran en la misma figura y se observa de nuevo que la tendencia es buena.

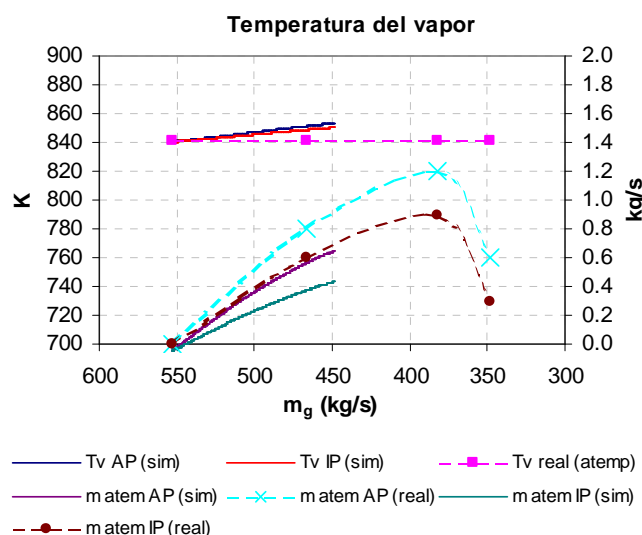


Fig. 5.148. Temperatura del vapor vivo y recalentado obtenidos en la simulación.

La figura 5.149 muestra la variación de la producción de vapor en los tres niveles de presión para compararlos con los datos reales. Se observa que el gasto de vapor de alta queda muy bien simulado mientras que en el de media y el de baja la convergencia, sin llegar a ser mala, es ligeramente peor. Esto se debe, en parte, a que el caudal de vapor producido en estos niveles es mucho menor y, por tanto, queda muy a expensas de los errores cometidos en el nivel de alta presión. Por otro lado, también puede influir (como también se puede discutir con la temperatura de los humos) que la composición del combustible afecte al calor específico de los gases y esto conduzca a ligeros errores en la producción de vapor o en las temperaturas (que en el caso de los

niveles de media y baja quedan más patentes). Aún así las tendencias y las pendientes son correctas. En el caso del nivel de baja conviene recordar que en la simulación se fuerza a que la presión del calderín sea constante, mientras que en la realidad se le permite una ligera variación, lo que induce de nuevo pequeños errores.

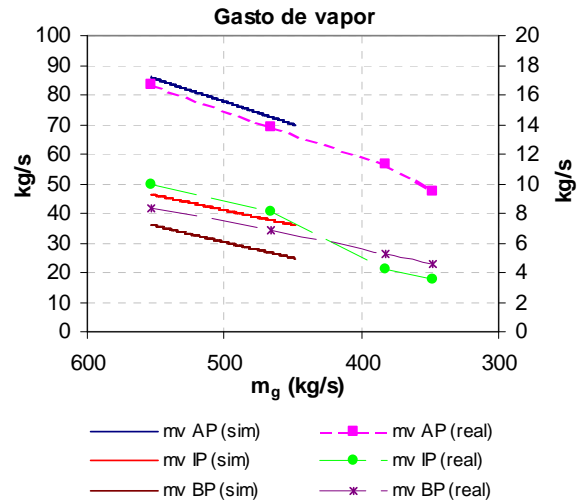


Fig. 5.149. Gastos de vapor obtenidos en la simulación.

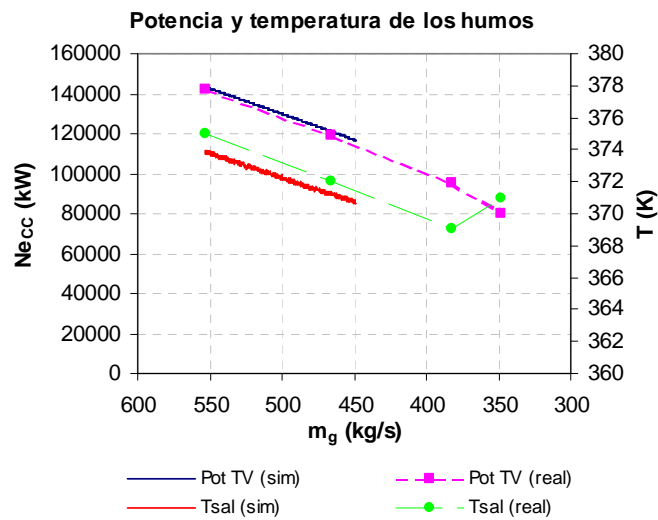


Fig. 5.150. Temperatura de salida de la caldera y potencia del ciclo combinado obtenidos en la simulación.

Finalmente, en la figura 5.150 se puede comparar la potencia obtenida en el ciclo de vapor y la temperatura de salida de los humos de la caldera. En ella se puede comprobar de nuevo que los resultados de la simulación tienen un pequeño error y que la tendencia es correcta.

5.5.3. Validación del modelo de la caldera con agua en condiciones supercríticas

Para la validación del modelo de transmisión de calor en la caldera de recuperación a cargas parciales con agua en condiciones supercríticas se utilizan los datos de una caldera experimental (Dechamps y Galopin, 1997), que se esquematiza en la figura 5.151.

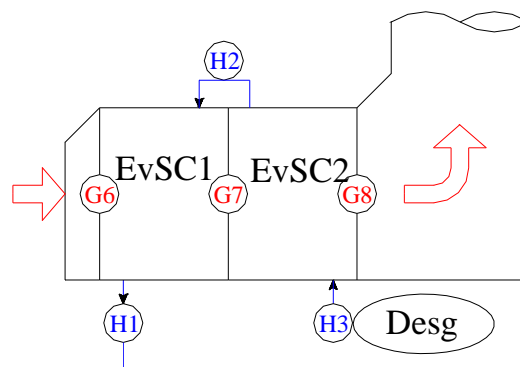


Fig. 5.151. Caldera de paso único con dos secciones de intercambio de calor.

En dicho trabajo se muestran las variables de la caldera en dos condiciones de funcionamiento distintas. Ambas condiciones se diferencian en el gasto de gas que se introduce en la caldera y se mantiene la temperatura de entrada a la caldera, así como la temperatura de alimentación y de salida del agua y la presión. Estas condiciones fueron las impuestas en la simulación.

En la tabla 5.8 se muestran los resultados experimentales que los autores obtuvieron en su investigación, junto con los obtenidos en la simulación con el modelo propuesto.

Tabla 5.8. Resultados experimentales y de la simulación de una caldera trabajando con fluidos en condiciones supercríticas

Variable	Condición 1		Condición 2	
	Real	Simulación	Real	Simulación
m_g (kg/s)	22.2	22.1	14.7	14.8
m_v (kg/s)	3.83	3.85	2.6	2.6
T_{G6} (K)	923	922.8	923	922.7
T_{G7} (K)	822	823.7	808	810.0
T_{G8} (K)	493	488.2	479	474.6
T_{H1} (K)	793	793	793	793
T_{H2} (K)	665	667.1	667	662.8
T_{H3} (K)	378	377.9	378	377.9
P (bar)	240	240	240	240

Las figuras 5.152-5.154, por otra parte, muestran gráficamente los resultados de la tabla anterior. Como se puede observar los resultados y las tendencias se pueden considerar correctas.

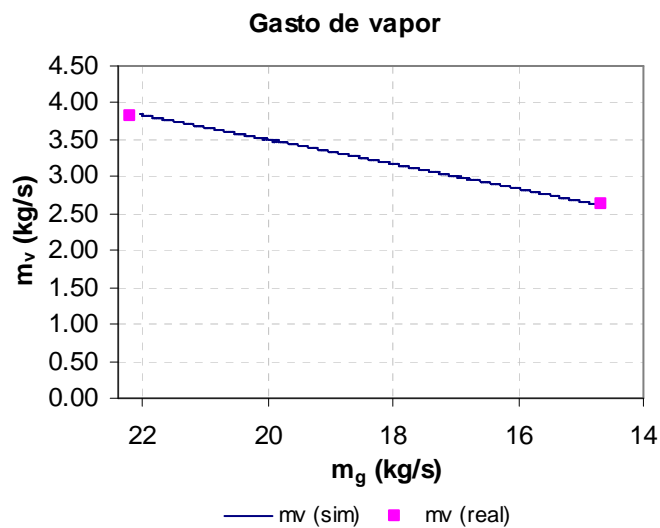


Fig. 5.152. Gasto de vapor obtenido en la simulación.

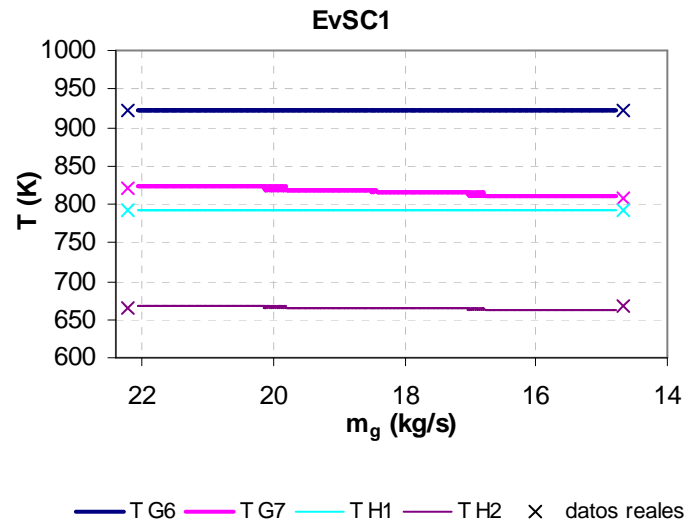


Fig. 5.153. Temperaturas del intercambiador EvSC1 obtenidas en la simulación.

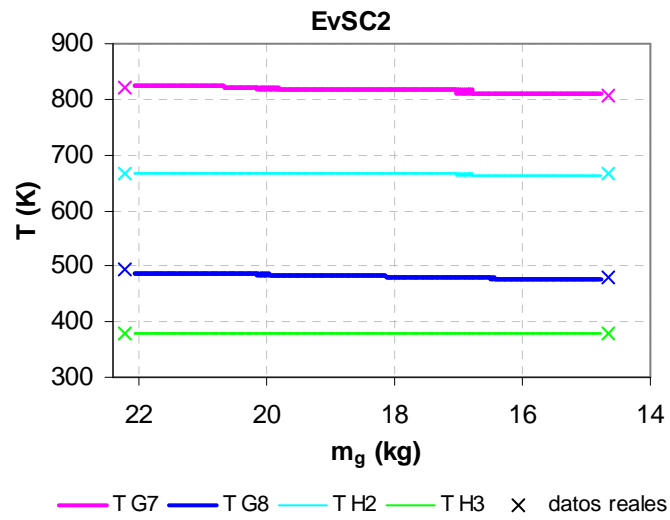


Fig. 5.154. Temperaturas del intercambiador EvSC2 obtenidas en la simulación.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. Introducción a las conclusiones

En el capítulo 1 de la tesis se realizó la introducción al trabajo; en él se presentaron la revisión bibliográfica efectuada, los antecedentes y la justificación de la tesis y, con todo ello, se procedió a enumerar los objetivos que se pretendían cubrir. Estos objetivos, que se vuelven a mostrar de manera esquematizada en la tabla 6.1, se han alcanzado de manera satisfactoria, como se presenta en la misma tabla.

Tabla 6.1. Objetivos de la tesis

Estudio de las distintas tecnologías de ciclo combinado de turbinas de gas y vapor, sean recientes o no.		Capítulo 2
Modelo matemático del comportamiento del ciclo combinado en el punto de diseño.		Apartado 3.2
Modelo matemático del comportamiento del ciclo combinado a cargas parciales.	Turbina de gas	Apartado 3.3
	Caldera de recuperación de calor	Apartado 3.4
	Ciclo de vapor	Apartado 3.5
Herramienta de simulación y resolución del sistema de ecuaciones resultante.		Apartado 3.6
Modelo termoeconómico.		Capítulo 4
Obtención de resultados.	Punto de diseño	Apartado 5.1
	Cargas parciales	Apartado 5.2
	Análisis de variables económicas.	Apartado 5.3
	Obtención de una metodología de diseño	Apartado 5.4
	Validación de los resultados	Apartado 5.5

El objetivo fundamental de la tesis es profundizar, desde criterios tanto termodinámicos como termoeconómicos, en el conocimiento de una tecnología como la de los ciclos combinados, insuficientemente conocida hasta el momento debido al gran número de grados de libertad que existen en el diseño de este tipo de instalaciones. Para ello fue necesario desarrollar un modelo matemático y otro termoeconómico que no eran el objetivo de la tesis en sí mismos pero fueron necesarios para apoyarse en ellos a la hora de caracterizar con precisión el comportamiento de los ciclos combinados.

6.2. Conclusiones sobre el modelo matemático, el modelo termoeconómico e innovaciones de la tesis

Antes de comenzar a enumerar las conclusiones obtenidas de la aplicación de los modelos descritos se considera importante destacar las características más importantes del trabajo desarrollado, que permitieron finalmente obtener los resultados, profundizar en el conocimiento de los ciclos combinados y establecer la metodología de diseño termoeconómico de las plantas.

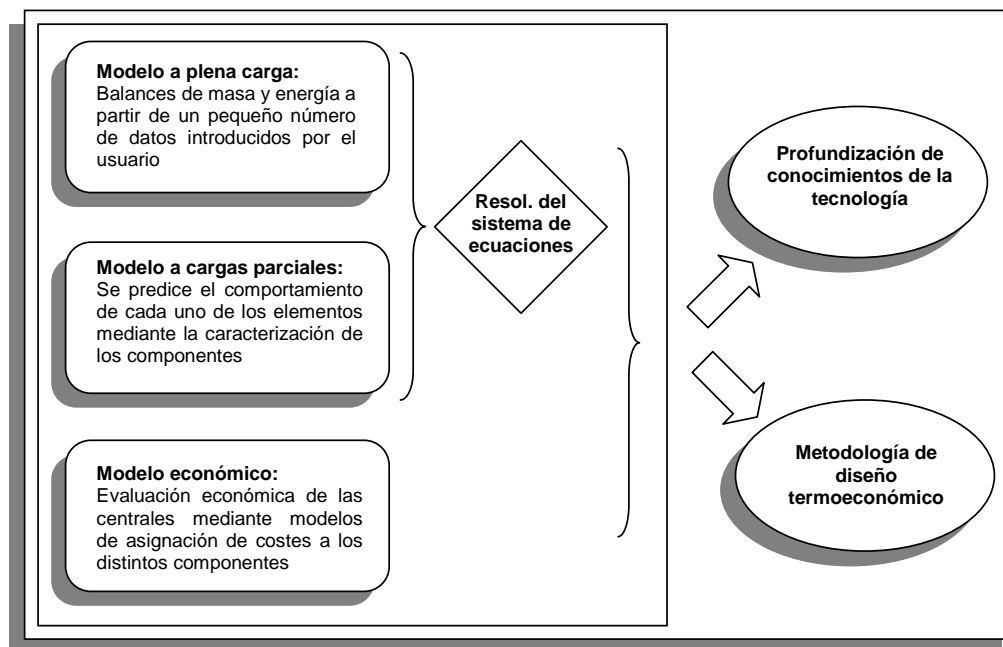


Fig. 6.1. Esquema de los modelos de simulación desarrollados.

En la figura 6.1 se esquematiza el diagrama de flujo que sigue el modelo matemático desarrollado. Éste consta de diversos módulos que permiten simular de forma muy completa este tipo de plantas. En efecto, integra un módulo de simulación termodinámica en condiciones de diseño, un modelo de simulación a carga parciales y un modelo termoeconómico que permite valorar de forma sencilla las instalaciones desde un punto de vista termoeconómico y no sólo termodinámico.

De la metodología en general y de los modelos en particular se pueden extraer las siguientes conclusiones:

A. *Modelo de cálculo en el punto nominal.* Es una evolución muy avanzada de las anteriormente utilizadas por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica, ya que mejora la simulación de los componentes tradicionales, introduce elementos de nueva tecnología y permite un diseño abierto de este tipo de sistemas (es decir, no limitado a un número determinado de configuraciones). La simulación en condiciones nominales (a plena carga) consiste en, a partir de un pequeño número de entradas al programa introducidos por el usuario, realizar los balances de masa y energía en todos los casos. Como se comprueba en las validaciones, los modelos desarrollados son muy precisos. El modelo admite las siguientes posibilidades:

A.1. *Simulación de la turbina de gas.* Se desarrollan los modelos de cada componente individualmente, con lo que se permite simular los siguientes tipos de turbinas (los tres últimos son de nuevo desarrollo):

- Turbinas de gas de ciclo simple
- Turbinas de gas de combustión secuencial
- Turbinas de gas con compresor de geometría variable
- Turbinas de gas refrigeradas por agua o vapor del ciclo de vapor.

A.2. *Simulación de la caldera de recuperación de calor y del ciclo de vapor:* Al igual que en la turbina de gas, se desarrollan los modelos de cada componente individualmente, de forma que la versatilidad en las simulaciones sea la máxima posible:

- Se podrán simular ciclos con diferentes niveles de presión, con o sin recalentamiento, desgasificador o recirculaciones.
- La disposición de los intercambiadores dentro de la caldera puede ser seleccionada.
- Se introducen intercambiadores de calor que trabajan con dos fluidos fríos en paralelo e intercambiadores de calor que trabajan con fluidos supercríticos.

B. *Modelo a cargas parciales.* Permite simular el comportamiento de la central en cualquier condición real de funcionamiento. De ese modo, se puede completar el estudio en el punto nominal (lo que ayuda a la determinación de algunas variables de diseño) y, conjuntamente con un modelo termoeconómico, completar el análisis para determinar las curvas de oferta y los rangos de potencia donde la central es viable.

B.1 *Turbina de gas.* En cuanto a la simulación a cargas parciales de las turbinas de gas, a las ya simuladas en trabajos anteriores se les añaden los nuevos componentes anteriormente mencionados. La validación de los nuevos modelos de simulación es satisfactoria. A su vez, se propone una transición para el tipo de regulación de la carga desde geometría variable a control del dosado, resultando igualmente satisfactoria.

B.2 *Caldera de recuperación de calor y ciclo de vapor.*

- El modelo para la simulación de economizadores, evaporadores y sobrecalentadores se ha mejorado, proponiendo una metodología que calcula las variables de forma explícita y más estable.

-
- Las modificaciones en la formulación permiten simular economizadores de flujo doble (antes no simulados) de forma más precisa que utilizando la clásica aproximación de la temperatura logarítmica media.
 - Igualmente, la nueva formulación sirve de base para simular los intercambiadores cuando trabajan en condiciones supercríticas (sin las hipótesis de calor específico constante) y se propone una metodología para caracterizarlos (por medio del parámetro UA).
 - Se demuestra que la evolución del coeficiente de transmisión de calor en intercambiadores que trabajan con fluidos supercríticos se puede aproximar a la variación del coeficiente de película del lado del gas (como ocurría en evaporadores y economizadores tradicionales).
 - En el apartado de validaciones se demuestra que todos los modelos se comportan correctamente. Este buen comportamiento queda también patente en el apartado de resultados a carga parcial, donde se observa cómo simulaciones en un principio diferentes convergen posteriormente cuando las condiciones de escape de la turbina de gas se igualan, lo que sucede en la comparación de los resultados del ciclo de vapor cuando se usan las dos estrategias de regulación de la potencia con compresores de geometría variable.
- C. *Modelo termoeconómico.* Permite valorar de forma sencilla las instalaciones desde un punto de vista termoeconómico y no sólo termodinámico. Como se puede observar en los resultados, estos modelos son necesarios en el diseño de los sistemas térmicos en general y de las plantas de ciclo combinado en particular, ya que permiten limitar el punto a partir del cual no compensa aumentar el rendimiento por razones económicas. De ese modo, se emplearán para determinar el valor de los parámetros de diseño y la configuración y composición del ciclo que se debe emplear.

C.1. *Criterios termoeconómicos.* Los criterios seleccionados para este trabajo son los criterios de coste de producción (coste de generación) y el de flujo de caja anual de la central. Estos criterios se seleccionan porque son de fácil aplicación e interpretación. Como conclusión interesante cabe decir que la optimización del ciclo según uno u otro criterio conduce a diseños diferentes (aunque ambos proporcionan altos rendimientos junto con buenos resultados económicos):

- El criterio de minimización del coste de generación conduce a diseños de menor inversión y es especialmente útil en mercados donde la venta de energía no esté asegurada por la existencia de fuerte competencia.
- La maximización del flujo de caja conduce a plantas de rendimiento ligeramente mayor, de forma que se aumente la potencia y el beneficio de la central a pesar del aumento del coste de producción. Este criterio se debe seleccionar cuando la venta de energía esté asegurada.

Las aplicaciones de estos modelos, además de la ya mencionada función de arbitrar entre coste y rendimiento, pueden ser diversas: selección de las tecnologías y configuraciones a utilizar, selección de componentes estandarizados como las turbinas de gas, establecimiento del rango de potencias en el que la central es rentable o determinación de la condición en la que se debe parar la producción, determinación de las curvas de oferta, evaluación de modificaciones que permitan mejorar el rendimiento en proyectos “llave en mano” o evaluar riesgos, por ejemplo, ante subidas del precio del combustible o tasaciones por emisiones de CO₂.

D. *Herramienta desarrollada.* La revisión bibliográfica efectuada manifiesta la necesidad de desarrollar herramientas de simulación como la propuesta para el estudio de las plantas de ciclo combinado. Esta necesidad viene impuesta por la gran cantidad de configuraciones existentes, de tecnología más o menos reciente, que puede conducir a comportamientos muy particulares en

cada caso. Con todo lo anterior, se puede decir, por tanto, que la herramienta elaborada facilita el prediseño de las centrales gracias a la inclusión de factores económicos. Además, el uso intensivo del programa en diversas configuraciones permite establecer tendencias y sacar conclusiones acerca del diseño de las centrales que, a simple vista, no son evidentes, por lo que se puede elaborar una metodología para el diseño termoeconómico de este tipo de centrales.

- E. *Metodología de resolución del sistema de ecuaciones.* Por otro lado, se ha desarrollado una nueva metodología como ayuda a la resolución de los sistemas de ecuaciones resultantes. En este sentido, hay que destacar la gran ayuda que proporciona dicha metodología para resolver el conjunto de ecuaciones de simulación, basada en métodos novedosos de la tecnología de la computación (como son los algoritmos genéticos y sistemas clasificadores, enmarcados dentro de la inteligencia artificial).

6.3. Conclusiones sobre los resultados

El objetivo del estudio de los resultados es establecer una metodología de diseño termoeconómico para este tipo de instalaciones. Las conclusiones de dicho estudio se muestran a continuación, desglosadas en los mismos apartados que en el capítulo de resultados, es decir, las referentes los parámetros del ciclo de gas, a los del ciclo de vapor y a los análisis de sensibilidad efectuados en relación con aspectos no termodinámicos del modelo.

- A. *Turbina de gas.* Como conclusión global se puede extraer la importancia de la temperatura de los gases de escape de la turbina, que conviene que sea elevada para la mayor producción de vapor, tanto en el punto nominal como a cargas parciales (donde rige de forma muy importante y, a veces de forma única, el comportamiento del ciclo de vapor). Además, se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- Partiendo de los parámetros de diseño de la turbina de gas se podría llegar a diseños termoeconómicamente óptimos de la turbina (como ocurre en las turbinas de gas aisladas, aunque dicho óptimo se obtendría con una mayor temperatura de escape).
- A pesar de que termodinámicamente no tenga ninguna repercusión, el gasto de aire de la turbina influye en los resultados termoeconómicos por economías de escala (al aumentar la potencia).
- Del estudio de las turbinas existente se deduce que existen tendencias en el diseño seguidas por muchos fabricantes, pudiéndose obtener una turbina “tipo” para cada potencia con un coste también en función de la potencia con un buen ajuste. Teniendo en cuenta las limitaciones que imponen dichas tendencias, se deduce que la turbina que se debe seleccionar de entre las disponibles en el mercado, desde el punto de vista termoeconómico y para una potencia dada, debe ser aquella que tenga una mayor temperatura de entrada la turbina y una mayor relación de compresión (o un mayor gasto másico de aire).
- Por último, se pueden evaluar las distintas variaciones posibles de las turbinas de gas: las turbinas de combustión secuencial proporcionan mejores resultados (con una temperatura de escape mayor) que las de ciclo simple; la refrigeración debe hacerse con agua del ciclo de vapor (existiendo además dos alternativas distintas) y la regulación de la carga es mejor con compresor de geometría variable. Dentro de las dos posibilidades existentes es ligeramente más ventajosa la que controla la temperatura de entrada a la turbina (de nuevo se obtiene una mayor temperatura de escape).

B. *Caldera de recuperación y ciclo de vapor.* De los resultados obtenidos se obtienen las siguientes conclusiones:

B.1. *Parámetros de diseño.*

- Los parámetros de diseño más importantes son la presión de los calderines y las temperaturas de entrada a la turbina, ya sea de vapor vivo o de vapor recalentado de los distintos niveles de presión. Estos parámetros están correlacionados entre sí dentro de su nivel y con los de los demás niveles de presión. Además, existen configuraciones donde pueden existir dos zonas de optimización, aunque una de ellas tiende a producir mucha humedad dentro de la turbina de vapor y, por consiguiente, debe evaluarse con sumo cuidado.
- Los pinch point son también variables muy importantes, que influyen tanto en el rendimiento del ciclo como en el coste de la caldera, pero sus valores óptimos son perfectamente alcanzables bajo criterios termoeconómicos y no se correlacionan en gran medida ni entre sí ni con otros parámetros de diseño.
- Los approach point se deben determinar desde un punto de vista técnico con ayuda del modelo a cargas parciales para que no aparezca evaporación en los economizadores. El más crítico es el approach point del nivel de alta.
- Se puede generalizar que los niveles inferiores están a expensas de los superiores, por lo que deben ser optimizados posteriormente. Existirá sin embargo una interacción mayor en las configuraciones con recalentamiento.
- En los niveles de presión sin recalentamiento, la presión de los calderines tiende a ser baja y, además, desde un punto de vista termoeconómico no interesa su sobrecalentamiento (sí termodinámicamente) por lo que sólo debería incluirse en los casos necesarios para reducir el título de vapor en el cuerpo de baja presión de la turbina.

B.2. *Configuraciones propuestas.* En el estudio, también se estudiaron y se compararon distintas configuraciones, destacándose los siguientes aspectos:

- El estudio intensivo de las distintas configuraciones existentes permite descubrir, extrapolar y explicar tendencias donde a priori todo eran casos particulares. Por ejemplo, conociendo el comportamiento del ciclo de un nivel de presión se puede deducir el comportamiento de un ciclo de dos niveles por la disposición de sus intercambiadores dentro de la caldera.
- La mejor configuración de las estudiadas (representativas de las que actualmente se instalan) desde ambos puntos de vista, termodinámico y termoeconómico, es la de tres niveles de presión con recalentamiento. Sin embargo, son también las que mayor inversión requieren, por lo que debe considerarse el factor riesgo. En cualquier caso, en este trabajo se concluye que el riesgo es asumible debido a las ventajas que se pueden derivar de su mayor rendimiento (ante eventuales variaciones del precio del combustible o tasaciones por emisiones de CO₂ e, incluso, por el mayor flujo de caja que proporcionan anualmente).
- Las configuraciones con agua a presiones supercríticas son las mejores cuando la temperatura de escape de la turbina de gas es muy elevada. Proporcionan unos rendimientos muy altos y unas reducidas pérdidas exergéticas en la caldera. Es particularmente interesante que la presión prácticamente no influya en los resultados termodinámicos, por lo que habrá que llegar a un compromiso entre el coste derivado de la presión y el límite técnico de la presión en su punto nominal para que no descienda demasiado su valor operando a cargas parciales. También se debe tener presente que las calderas de paso único no han sido todavía utilizadas comercialmente y que su regulación es compleja.

C. *Análisis de sensibilidad.* Por último, de los análisis de sensibilidad de los parámetros económicos realizados, se concluye que la metodología propuesta para determinar el valor de los parámetros de diseño es robusta frente a las constantes del modelo de atribución de costes. Es decir, incluso variando dichas constantes, de forma que la inversión sea mayor que la prevista, el valor de los parámetros de diseño apenas se ve alterado.

6.4. Trabajos futuros

Partiendo del estado actual del trabajo, se puede avanzar en la investigación a través de diversos frentes.

El primero de ellos sería seguir desarrollando los modelos de simulación termodinámica. Por ejemplo, en el caso de la turbina de gas se podría mejorar el modelo de simulación de las turbinas con compresor de geometría variable, ajustando las constantes del modelo propuesto en el trabajo de El Sayed (1999), para lo que hacen falta más datos experimentales, que son de difícil obtención. También se podría profundizar en la caracterización de la refrigeración de la turbina de gas a partir del agua o vapor del ciclo de vapor, que al igual que en el caso anterior consistiría, en una primera aproximación, en el ajuste de las constantes del modelo.

Se podrían también incluir estudios acerca de la postcombustión y de la introducción de ciclos de gas regenerativos (como proponen Carcasci y Facchini, 2002). Estas dos opciones se proponen conjuntamente ya que podrían llegar a ser complementarias; en un caso se consume más combustible para aumentar la temperatura de entrada a la caldera y en el otro se reduce dicha temperatura para ahorrar combustible. El estudio debería realizarse tanto a plena carga como a cargas parciales y desde una perspectiva termoeconómica, por lo que sería necesario encontrar modelos de coste para estos elementos.

En cuanto a ampliaciones del modelo termoeconómico, se proponen dos mejoras. La más importante sería la obtención de datos económicos que reflejaran la influencia de la presión del vapor en el coste de la caldera y del ciclo de vapor. Igualmente se

podría ampliar el modelo caracterizando económicamente cada uno de los componentes de la turbina de gas, aunque esta propuesta es de menor utilidad debido a que las turbinas no se fabrican “a medida”.

Por otro lado se podría mejorar la metodología de optimización utilizando herramientas más avanzadas. Una vez se contara con dichas herramientas, se podrían estudiar más a fondo las tendencias en los diseños y comparar más exhaustivamente las diferentes configuraciones y los distintos criterios termoeconómicos.

Por último, sería interesante investigar más a nivel experimental sobre las calderas de paso único trabajando con fluidos en condiciones supercríticas, ya que todavía es uno de los puntos débiles por el que no se han introducido comercialmente dichas configuraciones.

ANEXO 1. ALGORITMOS GENÉTICOS, APRENDIZAJE DE MÁQUINAS BASADO EN ALGORITMOS GENÉTICOS Y SISTEMAS CLASIFICADORES

Algoritmos genéticos

Los algoritmos genéticos son una metodología que se aplica a problemas de optimización. Estos algoritmos imitan mecanismos de adaptación de la naturaleza; haciendo una similitud con la selección natural, la caracterización genética de un problema de ingeniería serían sus variables independientes o parámetros. Los individuos más fuertes, con mejores secuencias genéticas, se adaptarán mejor al medio y tendrán mayor posibilidad de sobrevivir y de transmitirlos a sus descendientes. Lo lógico es pensar que el resultado es una progresiva adaptación. Con base en esto se plantea la hipótesis de que la situación se repetiría con las variables de un problema dado, que tienden a adaptarse para dar un resultado cada vez más cercano a una solución satisfactoria del problema.

El estudio de estos algoritmos viene desarrollándose desde principios de los años 70 por John Holland. Posteriormente, otras investigaciones han demostrado la validez de estos algoritmos en la optimización de funciones y, en la actualidad, han aumentado los campos de aplicación.

Los fundamentos de los algoritmos genéticos y sus aplicaciones se encuentran descritos en varios trabajos (Goldberg, 1989 [1]; Bentley, 1999 [2]). En general, trabajan de la siguiente manera:

1. Se genera aleatoriamente una población formada por un cierto número de individuos, que se corresponden con posibles soluciones del problema. Cada individuo o cromosoma es una cadena binaria de longitud fija que contiene el valor codificado de todas las variables de diseño.
2. Se transforma el cromosoma del sistema binario al sistema decimal obteniendo valores de las variables que estén dentro de un intervalo establecido previamente para cada una de ellas.

3. Con los valores obtenidos para cada variable se evalúa la salud (función objetivo, a optimizar) de todos los individuos, los cuales son clasificados de acuerdo con este valor.

4. Los individuos más sanos son seleccionados para ser los padres de la generación siguiente.

5. A los individuos seleccionados se les aplican los operadores genéticos (cruce y mutación, simulados matemáticamente) y se obtiene una nueva generación.

6. El proceso se repite a partir del paso 3 hasta que se alcanza el máximo número de generaciones establecido.

Es importante señalar que no es necesario calcular las derivadas de la función objetivo, como ocurre con otros métodos de optimización, y por tanto el proceso no está sujeto a la continuidad ni de estas derivadas ni de la función objetivo, lo que resulta fundamental para el problema que aquí se presenta.

Otras investigaciones están enfocadas al empleo de operadores genéticos avanzados –dominancia, duplicación, mutación experimental, algoritmos sucesivos, crowding, nichos etc.– (Cedeño y Rao, 1999 [3]; De Jong, 1975 [4]; Goldberg y Santani, 1986 [5]; Mahfoud, 1992 [6]) que se utilizan para mejorar la convergencia y asegurar la diversidad de la población, de manera que se realice la búsqueda en todo el dominio de soluciones posibles.

Aprendizaje de máquinas basado en algoritmos genéticos y Sistemas Clasificadores.

Los sistemas de aprendizaje de máquinas basados en algoritmos genéticos son sistemas que tratan de resolver y de aprender a resolver una clase o un determinado tipo de problemas, al que van a estar continuamente sometidos. La toma de decisiones ante los distintos problemas que se les pueden plantear es una cuestión crucial en estos sistemas, en los que el primer paso será conocer cómo es el problema al que se está

enfrentando y posteriormente determinar cómo se va a resolver o qué decisiones se van a tomar para afrontarlo.

Los fundamentos de estos sistemas fueron dados por Holland. En Booker et al. (1989 [7]) y Goldberg (1989 [1]) se puede encontrar una descripción detallada. En Goldberg (1989 [1]), además se hace una revisión de la arquitectura más común de este tipo de sistemas, llamada “sistemas clasificadores”, y se presenta una amplia recopilación bibliográfica de aplicaciones donde han sido utilizados (aplicaciones en biología, medicina, economía, ingeniería y ciencias sociales entre otras). El desarrollo de estos sistemas está muy ligado al de los algoritmos genéticos, siguiendo ambos las mismas líneas de investigación.

Básicamente, un sistema clasificador debe tener tres componentes:

- 1- Un conjunto de reglas y toma de decisiones
- 2- Un sistema que evalúe dichas reglas
- 3- Un algoritmo genético

El conjunto de reglas tiene como objetivo la toma de decisiones ante los distintos problemas a los que se puede enfrentar. Si se define un entorno como una codificación de los posibles problemas, el sistema detectará qué reglas del conjunto son aplicables en ese entorno y cada regla dará como salida la toma de una decisión para la solución del problema. El uso de las reglas puede ser además encadenado, de manera que cada regla que sea aplicada modifique el entorno, y con este nuevo entorno se deba tomar de nuevo otra decisión.

El sistema de evaluación de las reglas es simplemente un algoritmo con el que se valora cuantitativamente la utilidad de las reglas, es decir, una regla que proporcione buenos resultados tendrá una valoración alta, mientras que una que conduzca a malos resultados tendrá una valoración baja.

Finalmente, el algoritmo genético cruza y muta las reglas de mayor valoración para explorar e “inventar” nuevas reglas con sus respectivas tomas de decisiones. De

esa forma, conforme el algoritmo evoluciona, se va obteniendo un conjunto de reglas con una mayor utilidad que, ante cualquier entorno, proporcionará una decisión correcta.

Bibliografía

- [1] D. Goldberg (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, 1ª Ed., Addison-Wesley, Michigan.
- [2] P. Bentley (1999). "An Introduction to Evolutionary Design by Computers". *Evolutionary Design by Computers*; pp. 1-71.
- [3] W. Cedeño, V. Rao (1999). Analysis of speciation and niching in the multi-niche crowding GA. *Theoretical Computer Science* 229 (1999) 177-197.
- [4] K. A. De Jong, (1975). An analysis of the behaviour of a class of genetic adaptative system. Doctoral dissertation, University of Michigan. *Dissertation abstracts international* 36(10), 5140B.
- [5] D. Goldberg, M.P. Santani (1986). "Engineering Optimization via Genetic Algorithm" *Proceedings of the Ninth Conference on Electronic Computation*. ASCE; New York; pp. 471-482.
- [6] S.W. Mahfoud (1992). Crowding and preselection revisited. R. IlliGAL report nº 92004.
- [7] L. B. Booker, D. E. Goldberg, J. H. Holland (1989). "Classifier systems and genetic algorithms". *Artificial intelligence*, 40:235-383.

ANEXO 2. CARACTERIZACIÓN DE LAS ECUACIONES DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

Tabla A2.1. Caracterización de las ecuaciones del punto de diseño

	Componente	Regla	Var. conocidas	Var. calculadas	Var. supuestas
	Compresor	1	$T_{g\text{ ent}}$	$T_{g\text{ sal}}$	-
	Cam. Comb.	1	$T_{g\text{ ent}}$	$T_{g\text{ sal}}$	-
	Turbina de gas	1	$T_{g\text{ ent}}$	$T_{g\text{ sal}}$	-
	Refrigerador TG.	1	$m_v, T_{v\text{ ent}}$	$T_{v\text{ sal}}$	-
	Sobrecalentador	1	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	m_v	$T_{g\text{ sal}}$
		2	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	$T_{g\text{ sal}}$	m_v
		3	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}, m_v$	$T_{g\text{ sal}}$	-
		4	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}, T_{g\text{ sal}}$	m_v	-
	Evaporador	1	-	m_v	$T_{g\text{ ent}}$
		2	-	$T_{g\text{ ent}}$	m_v
		3	m_v	$T_{g\text{ ent}}$	-
		4	$T_{g\text{ ent}}$	m_v	-
	Economizador	1	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	m_v	$T_{g\text{ sal}}$
		2	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	$T_{g\text{ sal}}$	m_v
		3	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}, m_v$	$T_{g\text{ sal}}$	-
		4	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}, T_{g\text{ sal}}$	m_v	-
	Ec. dos fluidos	1	$m_{v1}, m_{v2}, T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}1}, T_{v\text{ ent}2}, T_{v\text{ sal}1}, T_{v\text{ sal}2}$	$T_{g\text{ sal}}$	-
	Ev. supercrítico	1	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	m_v	$T_{g\text{ sal}}$
		2	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	$T_{g\text{ sal}}$	m_v
		3	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}, m_v$	$T_{g\text{ sal}}$	-
		4	$T_{g\text{ ent}}, T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}, T_{g\text{ sal}}$	m_v	-
	Atemperador	1	$T_{v\text{ ent}}, T_{fria}, m_{v\text{ ent}}$	$T_{v\text{ sal}}, m_{fria}, m_{v\text{ sal}}$	-
	Turbina de vapor	1	$m_v, T_{v\text{ ent}}$	$T_{v\text{ sal}}, T_{v\text{ extrac}}$	-
		2	$T_{v\text{ ent}}$	$T_{v\text{ sal}}, T_{v\text{ extrac}}$	m_v
	Válvula o conducto	1	$T_{v\text{ sal}}$	$T_{v\text{ ent}}$	-
		2	$T_{v\text{ ent}}$	$T_{v\text{ sal}}$	-
		3	$T_{v\text{ ent}}, T_{v\text{ sal}}$	-	-
	Bomba	1	$T_{v\text{ ent}}, m_v$	$T_{v\text{ sal}}$	-
	Condensador	1	$T_{v\text{ ent}}, m_v$	$T_{v\text{ sal}}$	-
	Desgasificador	variable	variable	2 gastos	-
	División de flujo	1	$m_{\text{sal } 1}, m_{\text{sal } 2}$	m_{ent}	-
		2	$m_{\text{ent}}, m_{\text{sal } 2}$	$m_{\text{sal } 1}$	-
		3	$m_{\text{ent}}, m_{\text{sal } 1}$	$m_{\text{sal } 2}$	-
		4	$m_{\text{ent}}, m_{\text{sal } 1}, m_{\text{sal } 2}$	-	-

Mezcla de flujos	1	$m_{vent2}, m_{vsal}, T_{vent2}, T_{vsal}$	m_{vent1}, T_{vent1}	-
	2	$m_{vent2}, m_{vsal}, T_{vent1}, T_{vsal}$	m_{vent1}, T_{vent2}	-
	3	$m_{vent2}, m_{vsal}, T_{vent1}, T_{vent2}$	m_{vent1}, T_{vsal}	-
	4	$m_{vent1}, m_{vsal}, T_{vent2}, T_{vsal}$	m_{vent2}, T_{vent1}	-
	5	$m_{vent1}, m_{vsal}, T_{vent1}, T_{vsal}$	m_{vent2}, T_{vent2}	-
	6	$m_{vent1}, m_{vsal}, T_{vent1}, T_{vent2}$	m_{vent2}, T_{vsal}	-
	7	$m_{vent1}, m_{vent2}, T_{vent2}, T_{vsal}$	m_{vsal}, T_{vent1}	-
	8	$m_{vent1}, m_{vent2}, T_{vent1}, T_{vsal}$	m_{vsal}, T_{vent2}	-
	9	$m_{vent1}, m_{vent2}, T_{vent1}, T_{vent2}$	m_{vsal}, T_{vsal}	-
	10	m_{vent1}, T_{vent1}	m_{vsal}, T_{vsal}	m_{vent2}, T_{vent2}
	11	m_{vent2}, T_{vent2}	m_{vsal}, T_{vsal}	m_{vent1}, T_{vent1}

Tabla A2.2. Caracterización de las ecuaciones a cargas parciales

	Componente	Regla	Var. conocidas	Var. calculadas	Var. supuestas
	Compresor	1	$T_{gas\ ent}$	$T_{gas\ sal}$	-
	Cam. Comb.	1	$T_{gas\ ent}$	$T_{gas\ sal}$	-
	Turbina de gas	1	$T_{gas\ ent}$	$T_{gas\ sal}$	-
	Refrigerador TG.	1	$m_v, T_{v\ ent}$	T_{vsal}	-
	Sobrecalentador	1	$m_v, T_{g\ ent}, T_{v\ ent}$	$T_{g\ sal}, T_{vsal}$	-
		2	$T_{g\ ent}, T_{v\ ent}$	$T_{g\ sal}, T_{vsal}$	m_v
	Evaporador	1	$T_{g\ ent}, T_{v\ ent}$	$m_v, T_{g\ sal}$	-
		2	$m_v, T_{g\ ent}, T_{g\ sal}, T_{v\ ent}$	$T_{g\ sal}, T_{v\ ent}$	-
		3	$T_{g\ ent}$	$T_{g\ sal}, T_{v\ ent}$	m_v
	Economizador	1	$T_{g\ ent}, T_{v\ ent}, T_{vsal}$	$m_v, T_{g\ sal}$	-
		2	$m_v, T_{g\ ent}, T_{v\ ent}, T_{g\ sal}, T_{vsal}$	$T_{g\ sal}, T_{vsal}$	-
		3	$T_{g\ ent}, T_{vsal}$	$m_v, T_{g\ sal}$	$T_{v\ ent}$
	Ec. dos fluidos	1	$m_{v1}, T_{g\ ent}, T_{vent1}, T_{vent2}, T_{vsal2}$	$m_{v2}, T_{g\ sal}, T_{vsal1}$	-
		2	$m_{v1}, T_{g\ ent}, T_{vent2}, T_{vsal2}$	$m_{v2}, T_{g\ sal}, T_{vsal1}$	T_{vent1}
		3	$m_{v1}, T_{g\ ent}, T_{vent1}, T_{vsal2}$	$m_{v2}, T_{g\ sal}, T_{vsal1}$	T_{vent2}
	Ev. supercrítico	4	$m_{v1}, T_{g\ ent}, T_{vsal2}$	$m_{v2}, T_{g\ sal}, T_{vsal1}$	T_{vent1}, T_{vent2}
		1	$T_{g\ ent}, T_{v\ ent}$	$m_v, T_{g\ sal}$	-
		2	$T_{g\ ent}$	$T_{g\ sal}, T_{v\ ent}$	m_v
		3	$m_v, T_{g\ ent}$	$T_{g\ sal}, T_{v\ ent}$	-
	Atemperador	4	$T_{g\ ent}$	$m_v, T_{g\ sal}$	$T_{v\ ent}$
		1	$T_{v\ ent}, T_{fria}, m_{v\ ent}$	$T_{v\ sal}, m_{fria}, m_{v\ sal}$	-

	Turbina de vapor	1	m_v, T_{v-ent}	$T_{v-sal}, T_{v-extrac}$	-
		2	T_{v-ent}	$T_{v-sal}, T_{v-extrac}$	m_v
		3	m_v	$T_{v-sal}, T_{v-extrac}$	T_{v-ent}
	Válvula o conducto	1	T_{v-sal}	T_{v-ent}	-
		2	T_{v-ent}	T_{v-sal}	-
	Bomba	1	T_{v-ent}, m_v	T_{v-sal}	-
	Condensador	1	T_{v-ent}, m_v	T_{v-sal}	-
	Desgasificador	variable	variable	2 gastos	-
	División de flujo	1	$m_{sal\ 1}, m_{sal\ 2}$	m_{ent}	-
		2	$m_{ent}, m_{sal\ 2}$	$m_{sal\ 1}$	-
		3	$m_{ent}, m_{sal\ 1}$	$m_{sal\ 2}$	-
		4	m_{ent}	$m_{sal\ 1}$	$m_{sal\ 2}$
		5	m_{ent}	$m_{sal\ 2}$	$m_{sal\ 1}$
		6	$m_{sal\ 1}$	m_{ent}	$m_{sal\ 2}$
		7	$m_{sal\ 1}$	$m_{sal\ 2}$	m_{ent}
		8	$m_{sal\ 2}$	m_{ent}	$m_{sal\ 1}$
		9	$m_{sal\ 2}$	$m_{sal\ 1}$	m_{ent}
		10	$m_{ent}, m_{sal\ 1}, m_{sal\ 2}$	-	-
	Mezcla de flujos	1	$m_{vent2}, m_{v-sal}, T_{vent2}, T_{v-sal}$	m_{vent1}, T_{vent1}	-
		2	$m_{vent2}, m_{v-sal}, T_{vent1}, T_{v-sal}$	m_{vent1}, T_{vent2}	-
		3	$m_{vent2}, m_{v-sal}, T_{vent1}, T_{vent2}$	m_{vent1}, T_{v-sal}	-
		4	$m_{vent1}, m_{v-sal}, T_{vent2}, T_{v-sal}$	m_{vent2}, T_{vent1}	-
		5	$m_{vent1}, m_{v-sal}, T_{vent1}, T_{v-sal}$	m_{ven2}, T_{vent2}	-
		6	$m_{vent1}, m_{v-sal}, T_{vent1}, T_{vent2}$	m_{vent2}, T_{v-sal}	-
		7	$m_{vent1}, m_{ven2}, T_{vent2}, T_{v-sal}$	m_{v-sal}, T_{vent1}	-
		8	$m_{vent1}, m_{ven2}, T_{vent1}, T_{v-sal}$	m_{v-sal}, T_{vent2}	-
		9	$m_{vent1}, m_{vent2}, T_{vent1}, T_{vent2}$	m_{v-sal}, T_{v-sal}	-
		10	m_{vent1}, T_{vent1}	m_{v-sal}, T_{v-sal}	m_{vent2}, T_{vent2}
		11	m_{vent2}, T_{vent2}	m_{v-sal}, T_{v-sal}	m_{vent1}, T_{vent1}
		12	m_{vent1}, T_{vent1}	m_{vent2}, T_{vent2}	m_{v-sal}, T_{v-sal}
		13	m_{vent2}, T_{vent2}	m_{vent1}, T_{vent1}	m_{v-sal}, T_{v-sal}

ANEXO 3. TABLAS PARA LA ASIGNACIÓN DE COSTES DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN Y DE LA TURBINA DE VAPOR

Caldera de recuperación de calor

Los datos que se muestran en las tablas A3.1 y A3.2 son el resultado del análisis del trabajo Staff report (2000b), en el que se muestran datos termodinámicos y económicos de una caldera de 3 niveles de presión.

Tabla A3.1. Datos termodinámicos de la caldera.

			T_{gas} (K)	T_{agua} (K)	P_{agua} (bar)	\dot{m}_{agua} (kg/s)	\dot{Q} (kW)	UA (kW/K)	U W/(K·m ²)	A (m ²)
sob1	AP	Ent. Sal.	949 927	811 732	98	61	12586	76	57.8	1326
rec1	IP	Ent. Sal.	927 917	833 798	31	69	5574	53	53.8	980
sob2	AP	Ent. Sal.	917 856	732 587	103	61	33739	151	44.3	3400
rec2	IP	Ent. Sal.	856 817	798 664	32	69	20966	215	39.4	5463
ev AP		Ent. Sal.	817 598	587 587	104	62	116625	1612	42.9	37588
ec1	AP	Ent. Sal.	598 575	466 421	105	62	11885	84	43.3	1930
sob IP		Ent. Sal.	575 573	541 514	34	12	1118	25	26.6	932
ev IP		Ent. Sal.	573 531	514 514	34	12	21382	643	42.3	15184
ec IP		Ent. Sal.	531 519	503 389	34	12	5951	90	43.2	2076
ec2	AP	Ent. Sal.	519 503	421 390	106	62	8133	77	41.3	1870
ev BP		Ent. Sal.	503 476	389 389	2	6	13952	139	45.8	3046

Tabla A3.2. Datos económicos de la caldera.

	Coste (\$)	C_A (\$/m ²)	C/UA (\$/(kW/K))	$C/UA^{0.6}$ (\$/(kW/K) ^{0.6})	$C/UA^{0.8}$ (\$/(kW/K) ^{0.8})
sob1 AP	238528	3114.92	179.88	17663.80	7417.64
rec1 IP	213936	4054.01	218.23	19808.18	8961.17
sob2 AP	290770	1930.87	85.52	14350.67	5263.96
rec2 IP	307042	1428.15	56.20	12238.91	4180.78
ev AP	1409179	874.47	37.49	16773.93	3829.93
ec1 AP	95071	1138.68	49.27	6684.36	2758.86
sob IP	98437	3975.17	105.64	14350.82	7552.95
ev IP	440606	685.94	29.02	9107.34	2499.42
ec IP	71451	796.40	34.41	4811.50	1957.51
ec2 AP	100131	1295.33	53.55	7373.20	3090.43
ev BP	250368	1795.86	82.19	12941.82	4820.97

Turbina de vapor

El modelo de costes de la turbina de vapor es una tendencia lineal de los datos de la tabla A3.3, que fueron obtenidos de una versión de demostración del programa GTPRO®.

Tabla A3.3. Datos para estimar el modelo de costes de la turbina de vapor.

Ne_{TV} (kW)	Coste (M€)
29609	6.076
26020	5.692
24243	5.496
22578	5.295
20724	5.090
18986	4.880

ANEXO 4. EJEMPLO DE UTILIZACIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN DE CICLOS COMBINADOS.

Introducción al programa

El objetivo de este apéndice es mostrar, mediante capturas de pantalla, la forma de trabajar con el programa de ciclos combinados desarrollado como herramienta de estudio para la tesis. Posteriormente se muestra un ejemplo del cálculo de un ciclo concreto.

En la figura A4.1 se muestra la pantalla principal del programa. Ésta consta de dos zonas. En la de la izquierda se muestra siempre una ventana con los distintos elementos que conforman la planta, es decir, los componentes que integran el ciclo. En esta misma zona se mostrarán todas las ventanas de introducción de datos y de resultados. La otra zona, en la derecha, contiene la barra de herramientas del programa. En ella se pueden seleccionar los distintos módulos del programa (configuración del ciclo, cálculo a plena carga, cálculo a cargas parciales, análisis termoeconómico y análisis de sensibilidad) y, dentro de cada módulo, los distintos comandos que se pueden ejecutar en ellos (cálculos, presentación o exportación de resultados, edición, etc.).

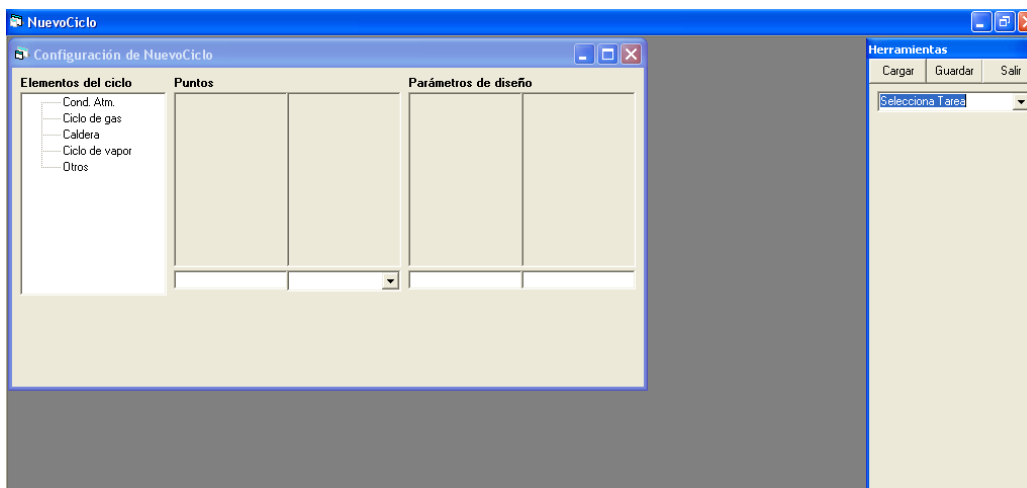


Fig. A4.1. Pantalla general del programa.

Configuración del ciclo combinado

Al ejecutar el programa, la primera instrucción que se le pide al usuario es la selección de la configuración de ciclo combinado con la que desea trabajar. Ésta puede ser una configuración predefinida, grabada o de nueva creación. La figura A4.2 muestra el cuadro de selección.

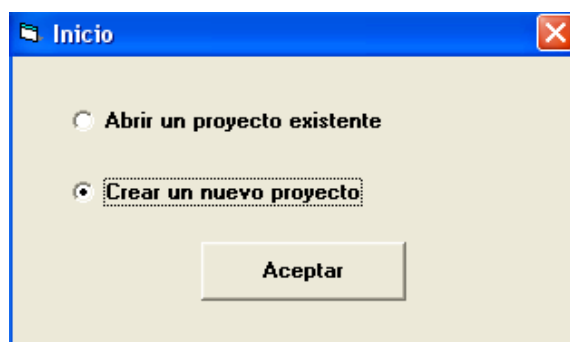


Fig. A4.2. Pantalla inicial del programa.

Si se selecciona “Abrir un proyecto existente” aparece una nueva ventana con las configuraciones predefinidas y las grabadas por el usuario y se podrá trabajar directamente sobre ellas. Si por el contrario se selecciona “Crear un nuevo proyecto” el usuario, antes de comenzar los análisis, deberá definir la configuración seleccionando los distintos elementos que la integren.

En este último caso, en la barra de herramientas deberá seleccionar el módulo “Nuevo diseño”. La figura A4.3 muestra la barra de herramientas en el módulo de “Nuevo diseño”.

En la sección *Puntos* se definen y se nombran los distintos puntos de aire-gas, de agua-vapor y de gasto de agua-vapor.

En la sección *Turbina de Gas* se puede seleccionar o bien una turbina comercial o bien los distintos componenetes que la integren:

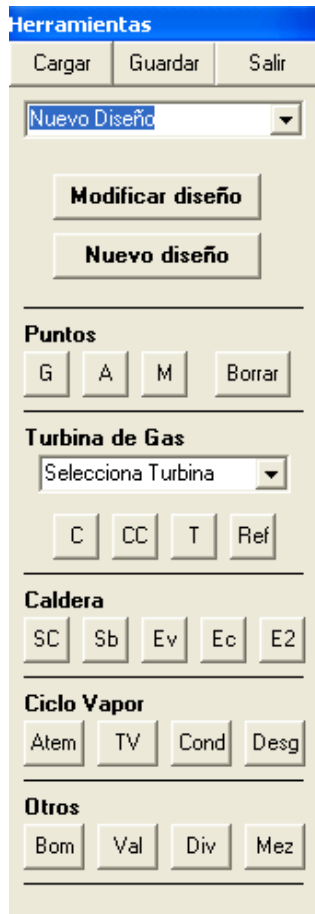


Fig. A4.3. Selección de componentes.

- C: Compresor
- CC: Cámara de combustión
- T: Turbina
- Ref: Refrigeración de la turbina con agua o vapor del ciclo de vapor

En la sección *Caldera* se pueden seleccionar los distintos intercambiadores:

- SC: Intercambiador supercrítico
- Sb: Sobrecalentador
- Ev: Evaporador
- Ec: Economizador
- E2: Economizador de dos fluidos fríos en paralelo

En la sección *Ciclo de vapor* se seleccionan los distintos elementos:

- Atem: Aterrador
- TV: Turbina de vapor
- Cond: Condensador
- Desg: Desgasificador

Por último, en la sección *Otros* se pueden seleccionar las bombas, las válvulas o conductos y los elementos de división y mezcla de flujos.

Asignación de puntos y de los parámetros de diseño

Una vez que se han determinado los elementos que conforman el ciclo, el siguiente paso es “conectarlos” entre sí, es decir, asignar los puntos de entrada, salida y los gastos de vapor de cada componente. Posteriormente se define el valor de los parámetros de diseño. Esta tarea se lleva a cabo en la ventana de “Configuración”,

siempre visible desde el inicio del programa. Las figuras A4.4, A4.5 y A4.6 muestran las asignaciones de puntos y los parámetros de diseño de un compresor, un evaporador y un desgasificador respectivamente.

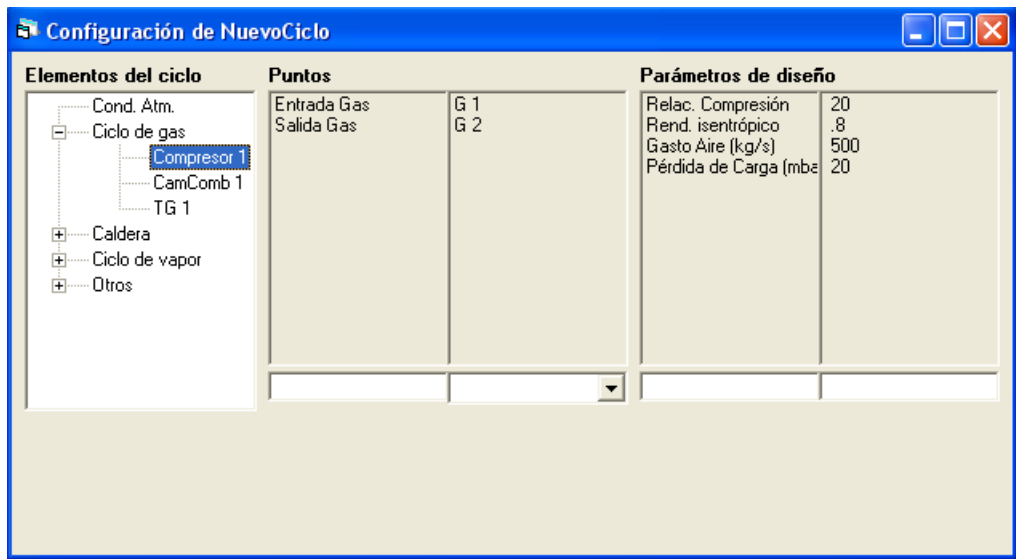


Fig. A4.4. Asignación de puntos y parámetros de diseño del compresor.

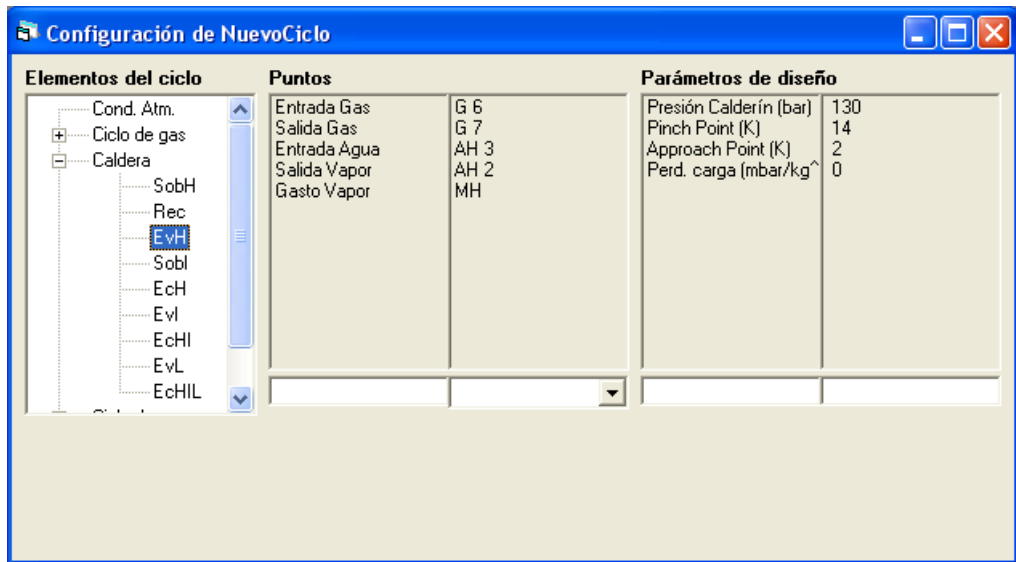


Fig. A4.5. Asignación de puntos y parámetros de diseño de un evaporador.

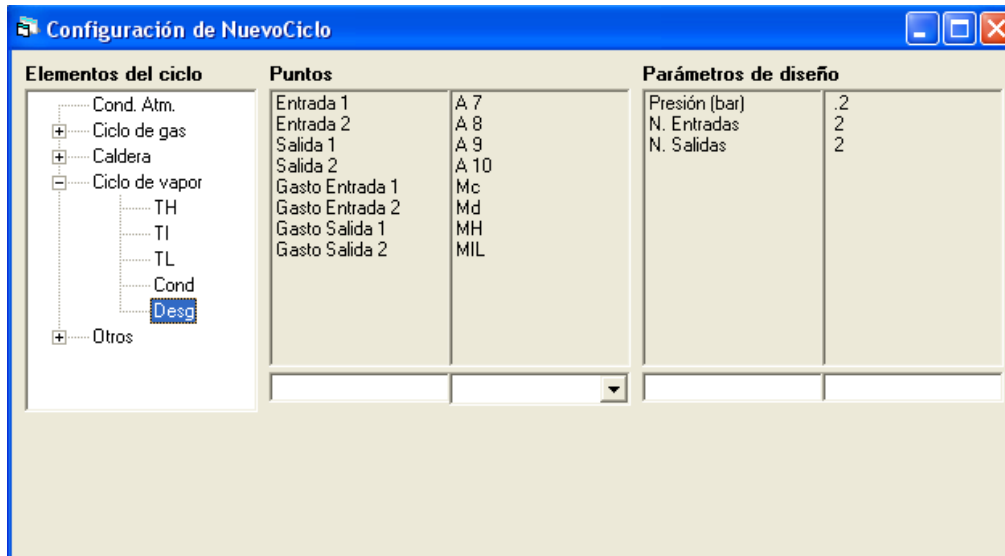


Fig. A4.6. Asignación de puntos y parámetros de diseño del desgasificador.

Obtención de resultados

Finalmente, una vez introducidos los parámetros de diseño, ya se está en condiciones de realizar los análisis que se deseen. Sin embargo, si la configuración es un nuevo diseño y no una almacenada, como paso previo a la obtención de resultados se debe determinar el proceso de resolución del sistema de ecuaciones resultantes.

La figura A4.7 muestra las opciones que se pueden encontrar en el módulo “Cálculo a Plena Carga”. Como se observa en ella, hasta que el proceso de resoluciones del sistema no quede determinado no se podrán obtener resultados. Esta tarea se realiza pulsando el botón “Ecuaciones”.

Una vez quede determinado el proceso, las distintas opciones desactivadas se activan y ya se puede proceder con el cálculo. Lo mismo ocurre en el módulo “Cálculo a Cargas Parciales”.

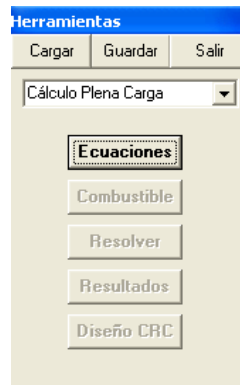


Fig. A4.7. Barra de herramientas en el módulo “Cálculo a Plena Carga” antes de determinar el proceso de resolución del sistema de ecuaciones.

Por otro lado, las figuras A4.8 y A4.9 son una captura de la pantalla principal de resultados en el punto de diseño y la pantalla de resultados del diseño geométrico de la caldera (según el modelo propuesto por Rapún, 1999). Las figuras A4.10, A4.11 y A4.12 muestran, respectivamente, las capturas de pantalla del cálculo a cargas parciales, la pantalla de entrada de datos económicos del módulo “Análisis termoeconómico” y la pantalla de introducción de datos del módulo “Análisis de sensibilidad”. Los resultados de estos módulos se pueden obtener tanto por pantalla como exportar a una hoja de excel.

Ciclo de Gas		Ciclo de Vapor		Ciclo Combinado	
Grado de carga (%)	100	Potencia (kW)	87483	Potencia (kW)	271447
Potencia (kW)	183964	Rendimiento	.3597	Rendimiento	.5474
Rendimiento	.371	Q intercamb (kW)	243184		
Gasto Aire (kg/s)	500			Caldera de Recuperación	
Gasto Comb (kg/s)	10.23	m TH (kg/s)	50.5	Q intercamb (kW)	243184
Gasto Gas (kg/s)	510.23	m TI (kg/s)	67.31	T salida (K)	390.08
P entrada (bar)	1.013	m TL (kg/s)	75.8	UA SobH (kW/K)	476.15
T entrada (K)	288.15	m EvH (kg/s)	50.5	UA Rec (kW/K)	194.45
T salida (K)	820.39	m EvL (kg/s)	16.8	UA EvH (kW/K)	1243.36
		P EvH (bar)	130	UA SobL (kW/K)	33.68
		P EvI (bar)	25	UA Ech (kW/K)	569.74
		P EvL (bar)	5	UA EvI (kW/K)	1062.15
				UAH EchI (kW/K)	401.63
				UA total (kW/K)	5549.2

Fig. A4.8. Pantalla de resultados del punto de diseño.

Áreas (m²)		Características del intercambiador	
SobH	6422	Pérdida de carga Gas (mbar)	12.221
Rec	2690	Pérdida de carga vapor (mbar/(kg/s)²)	5.337
EvH	24363	D interior (cm)	3.33
SobL	474	D exterior (cm)	6.5
EcH	12664	longitud del tubo (m)	22.69
EvL	16763	Anchura banco tubos (m)	3.99
EcHI HP	7369	Num. tubos sentido gas	20
EcHI LP	1953	Num. tubos	20
EvL	11542	Separacion tubos sentido gas (cm)	10
EcHIL HP	7208	Espesor aletas (mm)	1
EcHIL LP	3816	Num. aletas por metro (1/m)	185
		D aletas (cm)	7.7

Salir

Fig. A4.9. Pantalla de resultados de diseño geométrico de la caldera

Regulación de la TG

☒ **Compresor de geometría variable**

Temperatura a controlar

☐ Temperatura de entrada a la turbina

☒ Temperatura de escape

Límite de variación por geom. variable

Gasto mínimo frente al nominal (%)

Control de la ejecución

Reducción de la rel. comp. (%)

Número de pasos a ejecutar

Aceptar

Fig. A4.10. Introducción de datos para el cálculo a cargas parciales

Datos Termoeconómicos

Coste TG (M€) ☒ Estimar

Coste TV (M€) ☒ Estimar

Coste CRC (M€) ☒ Estimar

C Comb. (€/kWh) Vida (años)

P venta (€/kWh) Tasa descuento

Horas (h/año) F. Anual. (1/año)

Aceptar

Coste TG

Coste TG = A · kW + B

A (M€/MW)

B (M€)

Gráfico: C_{kW} vs kW . La curva muestra una relación inversa entre el coste por kW y la potencia. Los puntos A y B están marcados en la curva.

Aceptar

Fig. A4.11. Introducción de datos para el estudio termoeconómico.

Selección de parámetros

☐ Variación del punto de diseño ☒ Análisis paramétrico

Selección de los parámetros a variar

Evl

Parámetros	Min.	Max.
P, EvH	100	160
P, Evl	20	30

100 160

Selección de los resultados a mostrar

Puntos Gas

Variables
Predeterminados (W, Q, Rend...)
MH
G 13

Aceptar

Fig. A4.12. Introducción de datos para el análisis de sensibilidad.

Ejemplo de cálculo. Configuración 3PR

En este último apartado se muestran los resultados más importantes para una planta de ciclo combinado con una turbina de gas de ciclo simple y la configuración 3PR estudiada en el trabajo.

La figura A4.13 muestra de nuevo la caldera de dicha configuración.

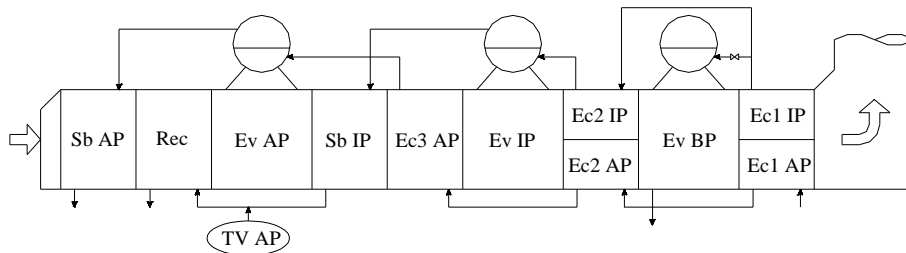


Fig. A4.13. Caldera de recuperación de calor de la configuración 3PR.

La tabla A4.1 muestra los parámetros de diseño de la turbina de gas, mientras que los resultados obtenidos de la simulación se muestran en la A4.2.

Tabla A4.1. Parámetros de diseño de la turbina de gas.

P_{atm} (bar)	1.013
T_{atm} (K)	288.15
ρ	20
$\eta_{i,c}$	0.8
m_a (kg/s)	500
ΔP_{adm} (mbar)	20
η_{CamCom}	95
T_{et} (K)	1500
ΔP_{CC} (%)	4
$\eta_{i,T}$	91
ΔP_{esc} (mbar)	40

Tabla A4.2. Resultados de la simulación de la turbina de gas.

Ne_{TG} (kW)	183964
η_{TG}	37.1
m_a (kg/s)	500
m_f (kg/s)	10.23
m_g (kg/s)	510.23
T_{esc} (K)	820.39

Por otro lado, la tabla A4.3 muestra los parámetros de diseño del ciclo de vapor y la A4.4 los resultados obtenidos.

Tabla A4.3. Parámetros de diseño del ciclo de vapor.

P_{AP} (bar)	130	AP_{IP} (K)	15
T_{vsalAP} (K)	790	P_{BP} (bar)	5
PP_{AP} (K)	14	PP_{BP} (K)	10
AP_{AP} (K)	15	AP_{BP} (K)	15
P_{IP} (bar)	25	P_{extrTV} (bar)	1.2
T_{vsalIP} (K)	700	P_{cond} (mbar)	50
PP_{IP} (K)	10	P_{desg} (bar)	0.2

Tabla A4.4. Resultados de la CRC, del ciclo de vapor y del ciclo combinado.

Ne_{CV} (kW)	87483	UA_{SbAP} (kW/K)	476	A_{SbAP} (m ²)	5592
η_{CV}	35.97	UA_{Rec} (kW/K)	194	A_{Rec} (m ²)	2794
Ne_{CC} (kW)	243184	UA_{EvAP} (kW/K)	1243	A_{EvAP} (m ²)	25140
η_{CC}	54.74	UA_{SbIP} (kW/K)	34	A_{SbIP} (m ²)	576
Q_{CRC} (kW)	243184	UA_{Ec3AP} (kW/K)	570	A_{Ec3AP} (m ²)	7725
T_{humos} (K)	390	UA_{EvIP} (kW/K)	1062	A_{EvIP} (m ²)	17792
m_{AP} (kg/s)	50.5	UA_{Ec2AP} (kW/K)	402	A_{Ec2AP} (m ²)	4610
m_{IP} (kg/s)	16.8	UA_{Ec2IP} (kW/K)	135	A_{Ec2IP} (m ²)	1462
m_{BP} (kg/s)	8.49	UA_{EvBP} (kW/K)	809	A_{EvBP} (m ²)	11953
		UA_{Ec1AP} (kW/K)	415	A_{Ec1AP} (m ²)	5520
		UA_{Ec1IP} (kW/K)	209	A_{Ec1IP} (m ²)	2119

La tabla A4.5 muestra la destrucción exergética de los componentes del ciclo.

Tabla A4.5. Destrucción exergética.

<i>Turbina de gas</i>		<i>Caldera de recuperación</i>		<i>Ciclo de vapor</i>	
Componente	I (kW)	Componente	I (kW)	Componente	I (kW)
Compresor 1	21596	SobH	2223	TurbAP	2786
CamComb 1	440307	Rec	1226	TurbIP	1679
TG 1	16669	EvH	2979	TurbLP	7254
Total TG	478571	SobI	229	Condensador	9076
		EcH	1288	Desgasificador	314
		EvI	1343	Otros	890
		EcHI	1192	Total CV	21999
		EvL	737		
		EcHIL	1923		
		Total CRC	13140		
		E_{humos}	7863		

Finalmente, la tabla A4.6 muestra los datos y los resultados del estudio termoeconómico en el punto de diseño. La tabla A4.7 muestra los principales resultados obtenidos en el estudio a cargas parciales.

Tabla A4.6. Análisis termoeconómico.

<i>Datos</i>		<i>Resultados</i>			
F (c€/kWh)	1.30	C_{TG} (M€)	35.9	C_a (M€/año)	14.4
P (c€/kWh)	3.89	C_{TV} (M€)	12.8	C_{o-m} (M€/año)	6.6
h	7000	C_{CRC} (M€)	6.2	C_F (M€/año)	66.2
Nº años	15	C_F (M€)	109.9	Ingresos (M€/año)	73.9
i	0.1	Producción (kWh/año)	1900	FC (M€/año)	7.7
		C_{comb} (M€/año)	45.1	C_{kWh} (c€/kWh)	3.48

Tabla A4.7. Resultados a cargas parciales.

GC	100 %	95 %	90 %	85 %	80 %	75 %
Ne_{TG} (kW)	183970	174850	165681	156242	146992	138631
η_{TG}	37.1	36.4	35.7	35.0	34.4	33.8
Ne_{CC} (kW)	271401	260539	249628	236985	223621	211507
η_{CC}	54.7	54.3	53.8	53.1	52.3	51.5
Producción (kWh/año)	1900	1824	1747	1659	1565	1481
Ingresos (M€/año)	73.9	70.9	68.0	64.5	60.9	57.6
C_a (M€/año)	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4
C_{comb} (M€/año)	45.1	43.7	42.2	40.6	38.9	37.4
C_{o-m} (M€/año)	6.6	6.5	6.3	6.1	5.9	5.8
FC (M€/año)	7.7	6.3	5.0	3.4	1.6	0.0
C_{kWh} (c€/kWh)	3.48	3.54	3.61	3.69	3.79	3.89

BIBLIOGRAFÍA

- A. Agazzani, A. F. Massardo (1997). "A Tool for Thermoeconomic Analysis and Optimizarion of Gas, Steam and Combined Plants". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 119(4): 885-892.
- L. Attala, B. Facchini, G. Ferrara (2001). "Thermoeconomic Optimization Method as Design Tool in Gas-Steam Combined Plant Realization". *Energy Conversion an Management*; Vol. 42; pp. 2163-2172.
- P. Bentley (1999). "An Introduction to Evolutionary Design by Computers". *Evolutionary Design by Computers*; pp. 1-71.
- O. Bolland, (1991). "A comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.*, 113(2): 190-197.
- L. B. Booker, D. E. Goldberg, J. H. Holland (1989). "Classifier systems and genetic algorithms". *Artificial intelligence*, 40:235-383.
- L. Burden, J. Douglas (1985). *Análisis numérico*. Grupo editorial Iberoamérica.
- C. Carcasci, B. Facchini (2000). "Comparision between Two Gas Turbine Solutions to Increase Combine Power Plant Efficiency". *Energy Conversion and Management*; Vol. 41; pp. 757-773.
- C. Casarosa, F. Donatini, A. Franco (2003). "Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants". *Energy* 29(3): 389-414.
- W. Cedeño, V. Rao (1999). Analysis of speciation and niching in the multi-niche crowding GA. *Theoretical Computer Science* 229 (1999) 177-197.
- G. Cerri (1987). "Parametric Análisis of Combined Gas-Steam Cycles". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 109(1): 46-54.

- H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo (1987). *Gas Turbine Theory*. Longmann Scientific & Technical, London.
- U. C. Colpier, D. Cornland (2002). "The Economics of the Combined Cycle Gas Turbine –An Experience Curve Analysis". *Energy Policy* 30(4): 309-16.
- A. Crespo (1989). *Mecánica de fluidos*. Madrid: Publicaciones E.T.S.I.I.
- R. Croonenbrock, H. Klaka, M. Knizia (1996). "Heat Recovery Steam Generators for the Gas Turbines of Modern Power Station Processes". *VBG Kraftwerkstechnik* 76, N. 2. 84-88.
- A. J. Chapman (1984). *Transmisión del Calor*. 3ª Edición. Madrid: Bellisco.
- X. Cheng, T., Schulenberg (2001). "Heat Transfer at Supercritical Pressures — Literature Review and Application to an HPLWR". Scientific report FZKA 6609, Forschungszentrum Karlsruhe.
- X. Cheng, T. Schulenberg, D. Bitterman, P. Rau (2003). "Design Analysis of Core Assemblies for Suoercritical Pressure Conditions". *Nuclear Engineering and Design*, 223:279-294.
- K. A. De Jong, (1975). An analysis of the behaviour of a class of genetic adaptative system. Doctoral dissertation, University of Michigan. Dissertation abstracts international 36(10), 5140B.
- P. J. Dechamps (1995a). "Incremental cost optimization of Heat Recovery Steam Generators". *Proc. ASME Cogen-Turbo Power Generation*. Paper number: 95-CTP-101.
- P. J. Dechamps, N. Pirard, P. Matieu (1995b). "Part Load Operation of Combined Cycle Gas Turbines with and without Supplementary Firing". *Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P. Vol.* 117(3): 475-483.
- P. J., Dechamps, Galopin J. F. (1997). "Once Through Heat Recovery Steam Generators Working With Sub- and Supercritical Steam Conditions for Combined Cycle". *Power-Gen. 97. Vol.* 3: 237-49.

- P. J. Dechamps (1998). "Advanced Combined Cycle Alternatives With the Latest Gas Turbines". *Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P.* Vol. 120(2): 350-357.
- F. W. Dittus, L. M. K. Boelter (1930). Univ. Calif., Berkley , *Publ. Eng.* Vol. 2:443.
- M. D. Durán, M. Valdés, A. Rovira (2003). "Aplicación de los Algoritmos Genéticos para la Optimización Termoeconómica de Plantas de Ciclo Combinado". III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Pag. 899-912. Valencia, 2003.
- A.M El-Gammal (1991). "An Algorithm and Criteria for Compressor Characteristics Real Time Modeling and Approximation". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 113(1): 112-118.
- Y. M. El-Sayed, R. B. Evans (1970). "Thermoeconomics and the Design of Heat Systems". *Trans. ASME J. Engng. Power* 92: 27-34.
- Y. M. El-Sayed (1996a). "A Second-Law-Based Optimisation: Part 1-Methodology". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 118(4): 693-697.
- Y. M. El-Sayed (1996b). "A Second-Law-Based Optimisation: Part 2-Application". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 118(4): 698-703.
- Y. M. El-Sayed (1999). "Revealing the cost-efficiency trends of the design concepts of Energy-Intensive Systems". *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1599-1615.
- B. Facchini, S. S. Stecco (1999). "Cooled Expansion in Gas Turbines: a Comparison of Analysis Methods". *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1207-1224.
- B. Facchini, D. Fiaschi, G. Manfrida (2000). "Exergy Analysis of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbines". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 122(2): 233-238.
- J. L. Fernandes (1995). "Correlations for Fast Computation of Thermodynamic Properties of Saturated Water and Steam"; *Int. J. Of Energy Research*; Vol. 19, pp. 507-514.

- W. Fichtner, M. Frank, O. Rentz (2002). "Inter-Firm Energy Supply Concepts: an Option for Cleaner Energy Production". *J. Cleaner Production* 12(8-10): 891-899.
- H.H. Finckh, H. Pfof (1992). "Development Potential of Combined Cycle (GUD) Power Plants with and without Supplementary Firing". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.*, 114 (4): 653-659.
- A. Franco, A Russo (2002). "Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimisation of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters", *International Journal of Thermal Sciences* 41: 843-859.
- A. Franco, C. Casarosa (2002). "On some Perspectives for Increasing the Efficiency of Combined Cycle Power Plants". *Applied Thermal Engineering*, 22(13): 1501-1518.
- C. A. Frangopoulos (1987). "Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization". *Energy* 12(7): 563-571.
- C. A. Frangopoulos (1988). "Functional Decomposition for Optimal Design of Complex Thermal Systems". *Energy* 13(3): 239-244.
- C. A. Frangopoulos (1991). "Intelligent Functional Approach: A Method for Analysis and Optimal Synthesis-Design-Operation of Complex Systems". *Int. J. of Energy* 1(4): 267-274.
- C. A. Frangopoulos, V. A. Bulmetis (1992). "Optimization of a Combined-Cycle Plant with Thermodynamic, Economic and Environmental Considerations". *Proceedings of the International Conference of Energy, Efficiency in Process Technology. Athens, Greece.*
- C. A. Frangopoulos (1994). "Application of the Thermoeconomic Functional Approach to the CGAM Problem". *Energy*, Vol. 19(3):323-342.
- J. F. Galopin (1998). "Going Supercritical: Once-Through is the Key", *Modern Power Systems*, 39-42.

- S. A. A. Da Gama, S. A. Nebra (1999). "Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems". *Energy Conversion and Management*; Vol. 40; pp. 1587-1597.
- J. García, M. Muñoz, N. García (2003). "Modelo para la Predicción del Comportamiento Fuera de Diseño de un Compresor Axial". VI Congreso Iberoamericano de Engenharia Mecánica. Pag. 1249-1254. Coimbra, 2003.
- D. Goldberg, M.P. Santani (1986). "Engineering Optimization via Genetic Algorithm" *Proceedings of the Ninth Conference on Electronic Computation*. ASCE; New York; pp. 471-482.
- D. Goldberg (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, 1ª Ed., Addison-Wesley, Michigan.
- S. Harvey, C. Carcasci, T. Berntsson (2000). "Gas turbines in district heating combined heat and power systems: influence of performance on heating costs and emissions". *Applied Thermal Engineering*, 20:1075-1103.
- J.H. Horlock (1987). *Cogeneration-Combined Heat and Power (CHP)*. Oxford: Pergamon Press.
- J. H. Horlock (1991). "The Use of Feed Heating of the Steam Cycle of a Combined Cycle Power Plant". *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 205(3): 207-15.
- J. H. Horlock (1992). *Combined Power Plants*. 1st edition. Oxford: Pergamon Press.
- J. H. Horlock (1995). "Combined Power Plants-Past, Present, and Future". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 117: 608-617.
- J. H. Horlock, J. B. Young, G. Manfrida (2000). "Exergy Analysis of Modern Fossil-Fuel Power Plants. *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 122(1): 1-7.
- F. F. Huang (1990). "Performance Evaluation of Delected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First And Second Law Analysis". *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 112: 117-21.

- R. Kehlhofer, J. Warner, H. Nielsen, R. Bachmann (1999). Combined Cycle Gas-Steam Turbine Powerplants. 2nd edition. Tulsa, Oklahoma: PennWell.
- S. M. Kim, S. D. Oh, Y. H. Kwon, H. Y. Kwan (1998). "Exergoeconomic Analysis of Thermal systems". *Energy* 23(5):393-406.
- T. S. Kim (2004). "Comparative Analysis on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants Considering Design Performance and Power Control Strategy". *Energy* 29: 71-85.
- A. Kostyuk, V. Frolov (1998). Steam and Gas Turbines. Moscow: Mir.
- S. H. Lee, J. R. Howell (1998). "Turbulent Developing Convective Heat Transfer in a Tube for Fluids Near the Critical Point". *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 41:1205-1218.
- F. Lenti, A. Masardo, A. Satta (1989). "Thermoeconomic Optimization of a Simple Thermal Power Plant using Mathematical Minimization Algorithms". *Proc. of the 24th Intersociety, Energy Conversion Engineering Conference*. Vol.4: 1725-30.
- M. Liszka, G. Manfrida, A. Ziebig (2003). "Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant". *Energy Conversion and Management*, Vol 44(7): 995-1012.
- M. A. Lozano, A. Valero (1993). "Theory of the Exergetic Cost". *Energy*. Vol. 18(9):39-60.
- S.W. Mahfoud (1992). Crowding and preselection revisited. R. IlliGAL report n° 92004.
- Y. Masuda, T. Aizawa, M. Kanakubo, N. Saito, Y. Ikushima (2002). "One Dimensional Heat Transfer on the Thermal Diffusion and Piston Effect of Supercritical Water". *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 45: 3673-3677.
- M. J. Moran, E. Sciubba (1994). "Exergy Analysis: Principles and Practice". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 116(2): 285-290.

- T. Munner (1991). "The Calculation of Thermodynamic Properties of Steam for Minimum Computer Access Time", *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 205, pp. 25-29.
- M. Muñoz, M. Valdés, M. Muñoz (2002). *Turbomáquinas Térmicas. Fundamentos del Diseño Termodinámico*. Madrid: Ed. Seccion de publicaciones ETSIL.
- Y. S. H. Najjar (1994). "Performance of Simple Cycle Gas Turbine Engines in Two Modes of Operation". *Energy Conversion and Management*, 35 (5):433-441.
- Y. S. H. Najjar (2001). "Efficient Use of Energy by Utilizing Gas Turbine Combined Systems". *Applied Thermal Engineering*, 21: 407-438.
- B. Naughten, (2003). "Economic Assessment of Combined Cycle Gas Turbines in Australia. Some Effects of Microeconomic Reform and Technological Change". *Energy Policy* 31 (3): 225-245.
- D. Oh S., H. S. S. M. Pang, Kim, H. Y. Kwak (1996). "Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 118(4): 782-791.
- S. Pelster, D. Favrat, M. R. von Spakovsky (2001). "The Thermoeconomic and Environomic Modeling and Optimization of the Synthesis, Design, and Operation of Combined Cycles With Advances Options". *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.* 123(4): 717-726.
- J. L. Rapún, M. Valdés, J. M. Burón (1995). "Comportamiento Fuera de Diseño de las Turbinas de Gas". *Energía*.
- J. L. Rapún (1999). *Modelo matemático del comportamiento de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor*. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.
- W. Rheinboldt (1974). *Methods for solving systems of nonlinear equations*. Philadelphia : Society for Industrial and Applied Mathematics.
- B.V. Reddy, G. Ramkiran, K. Ashok Kumar, P.K. Nag (2002). "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator". *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 45: 1807–1814.

- S. L. Rivkin (1979). *Propiedades termodinámicas de los gases*. Moscú: Mir.
- A. Rovira, M. Valdés, M. D. Durán (2003a). “Modelos Termoeconómicos Aplicados al Análisis de Ciclos Combinados”. III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Pag. 879-893. Valencia, 2003.
- A. Rovira, M. D. Durán, M. Valdés (2003b). “Optimización y Análisis Termoeconómico de Plantas de Ciclo Combinado”. VI Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Pag. 313-318. Coimbra, 2003.
- P.A. Rufli (1987). “A Systematic Analysis of the Combined Gas/Steam Cycle”. Proc. ASME COGEN-TURBO I.
- G. Scalabrin, L. Piazza (2003). “Analysis of forced convection heat transfer to supercritical carbon dioxide inside tubes using neural networks”. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 46:1139-1154.
- J. C. Semedard, G. Scheffknecht (1997). “Modern Heat Recovery Steam Generators”. *VBG Kraftwerkstechnik* 77, N. 12. 916-923.
- D. Smith (1999). “New CCGT Technology Aims for over 60 Percent Efficiency at COTTAM”, *Modern Power Systems*, 40-43.
- R. C. Spencer, K. C. Cotton, C. N. Canon. (1974). “A Method for Predicing the Performance of Steam Turbine Generators... 16500 kW and Larger”. General Electric Publications.
- T.W. Song, J.L. Sohn, J.H. Kim, T.S. Kim, S.T. Ro (2002). “Exergy-Based Performance Analysis of the Heavy-Duty gas Turbine in Part-Load Operating Conditions”. *Exergy*, 2:105-112.
- D. Squarer, T.Schulenberg, D. Struwe, Y. Okab, D. Bittermann, N. Aksan, C. Maraczy, R. Kyrki-Rajamäki, A. Souyri, P. Dumazh (2003). “High Performance Light Water Reactor”. *Nuclear Engineering and Design*, 221:167-180.
- Staff report (1995). ABB Power Generation, “Advanced Cycle System GT24/GT26”.

- Staff report (1997). “Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam”. The International Association for the Properties of Water and Steam.
- Staff report (1999). “Agawam Merchant GT24 Combined Cycle Plant Uses Once-Through HRSG”, *Modern Power Systems*, 31-38.
- Staff report (2000a). Evaluation of Innovative Fossil Fuel Power Plants with CO₂ Removal. EPRI Report 1000316.
- Staff report (2000b). “Use of the HXSDN Program to Size and Estimate the Cost of a Heat Recovery Steam Generator”. Technical Report EPI TB-102, Energy Planners International. www.energyplan.com.
- Staff report (2002). “Selection and Costing of Heat Exchangers”. ESDU Report 92013.
- A. Stamatis, K. Mathioudakis, K.D. Papailiou (1990). “Adaptative Simulation Of Gas Turbine Performance”. *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.* 112(2): 168-175.
- W. F. Stoecker (1989). *Design of thermal systems*. Ed. McGraw-Hill. 3rd edition.
- G. Sundberg, D. Henning (2002). “Investments in Combined Heat and Power Plants: Influence of Fuel Price on Cost Minimised Operation”. *Energy Conversion and Management*; Vol. 43; pp. 639-650.
- A. Toffolo, A. Lazzaretto (2002). “Evolutionary Algorithms for Multi-Objective Energetic and Economic Optimization in Thermal System Design”. *Energy* 27: 549–567.
- G. Tsatsaronis, M. Winhold. (1985). “Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants. Part I. –A New General Methodology”. *Energy–The International Journal*. Vol. 10 (1): 69-80.
- G. Tsatsaronis (1993). “Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems”. *Progress. Energy Combustion Sci.* (19): 227-257.

- G. Tsatsaronis, T. Tawfik, L. Lin, D. T. Gallaspy (1994a). "Exergetic Comparision of Two KRW-Based IGCC Power Plants". Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P. 116(2): 291-299.
- G. Tsatsaronis, L. Lin, T. Tawfik, D. T. Gallaspy (1994b). "Exergoeconomic Evaluation of a KRW-Based IGCC Power Plant". Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P. 116(2): 300-306.
- G. Tsatsaronis, J. Pisa (1994c). "Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems. Application to the CGAM Problem". Energy, Vol. 19(3):287-321.
- M. Tribus, R. B. Evans (1962). "A Contribution to the Theory of Thermoeconomixs". UCLA Report n° 62-36.
- M. Valdés, J.L. Rapún (2000). "Optimization of Heat Recovery Steam Generator for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants". Applied Thermal Engineering 21: 1149-1159.
- M. Valdés, M. D. Durán, A. Rovira (2003), "Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms". Applied Thermal Engineering, 23(17): 2169-2182.
- M. Valdés, A. Rovira, M^a D. Durán (2004). Influence of the Heat Recovery Steam Generator Design Parameters on the Thermoeconomic Performances of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants. International Journal of Energy Research. Article in press.
- A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, G. Tsatsaronis, J. Pisa, C. Frangopoulos, M. von Spakovsky (1994a). "CGAM Problem: Definition and Conventional Solution". Energy 19(3): 279-286.
- A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, C. Torres (1994b). "Application of the Exergetic Cost to the CGAM Problem". Energy, Vol. 19(3):365-381.
- E.A. Volkov (1990). Métodos numéricos. Moscú: Mir.

- B. Wippel, R. Loth (1999). “Theoretical Comparision of the Time Dependent Behaviour of a Combined Cycle Power Plant With Circulation Respectively Onc-Throueg Boiler on Load Changes”. VGB PowerTech 12/99. 37-41.
- C. D. Weir, (1988). Estimating the performance of gas turbine heat-recovery boilers off.design, Proc. Instn. Mech.Engrs. V202 A4.
- K. Yamagata, K. Nishikawa, S. Hasegawa, T. Fujii, S. Yoshida (1972). “Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes”. Int. J. Heat Mass Transfer 15: 2575–2593.
- N. Zhang, R. Cai (2002). “Analytical Solutions and Typical Characteristics of Part-Load Performances of Single Shaft Gas Turbine and its cogeneration”. Energy Conversion and Management 43: 1323–1337.

LISTADO DE FIGURAS

Fig. 2.1. Esquema general de un ciclo combinado	27
Fig. 2.2. Esquema general de una turbina de gas.	31
Fig. 2.3. Diagrama T-s de una turbina de gas	32
Fig. 2.4. Esquema de una turbina de gas con combustión secuencial	33
Fig. 2.5. Diagrama T-s de una turbina de gas con combustión secuencial	33
Fig. 2.6. Esquema de una caldera de 1 nivel de presión y su diagrama calor-temperatura.	36
Fig. 2.7. Esquema y diagrama calor - temperatura de una caldera de 2 niveles de presión	37
Fig. 2.8. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 2 niveles de presión con recalentamiento	38
Fig. 2.9. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 3 niveles de presión con recalentamiento	40
Fig. 2.10. Esquema y diagrama calor-temperatura de una caldera de 3 niveles de presión con recalentamiento en el intermedio y supercrítica en el de alta.	40
Fig. 2.11. Ciclo de vapor con recalentamiento	42
Fig. 2.12. Diagrama T-s de un ciclo de vapor con recalentamiento	43
Fig. 2.13. Curvas del coste de generación a diferentes cargas	53
Fig. 2.14. Curva de oferta para un intervalo de tiempo de producción fijo.	54
Fig. 3.1. Esquema de una caldera de recuperación de un nivel de presión	67
Fig. 3.2. Caldera de recuperación con dos niveles de presión	71
Fig. 3.3. Curvas características del compresor: gasto pseudo-adimensional	82
Fig. 3.4. Curvas características del compresor: rendimiento	83
Fig. 3.5. Curvas características de la turbina: gasto pseudo-adimensional	86
Fig. 3.6. Curvas características de la turbina: rendimiento	86
Fig. 3.7. Esquema de un cambiador de flujos en contracorriente	91

Fig. 3.8. Distribución de $(T_g - T_v)$ a lo largo del intercambiador	95
Fig. 3.9. Distribución de la temperatura del gas y del agua en el intercambiador	96
Fig. 3.10. Intercambiador con doble flujo a contracorriente	98
Fig. 3.11. Diferencia de temperaturas gas-agua del nivel de alta y gas-agua del nivel de baja a su paso por un economizador de doble flujo	101
Fig. 3.12. Evolución de la temperatura del gas y de agua a su paso por un economizador de doble flujo.	102
Fig. 3.13. Comparación del modelo propuesto y el de la temperatura logarítmico media	103
Fig. 3.14. Variación del calor específico, viscosidad, conductividad térmica y densidad del agua a presiones supercríticas	105
Fig. 3.15. Variación del número de Prandtl en fluidos supercríticos	106
Fig. 3.16. Coeficiente de película del agua en una tubería, en función de la temperatura y la presión, circulando a una velocidad típica para la fase líquida.	113
Fig. 3.17. Coeficiente de película del agua en fase vapor en una tubería, en función de la temperatura y la presión y circulando una velocidad típica para la fase vapor.	114
Fig. 3.18. Evolución del coeficiente de película del agua en condiciones supercríticas en una caldera de paso único	115
Fig. 3.19. Proceso de resolución	121
Fig. 3.20. Esquema de una caldera de recuperación de 3 niveles de presión con recalentamiento	131
Fig. 3.21. Evolución del individuo más sano y del valor medio de la función objetivo.	132
Fig. 3.22. Diagrama de flujo del proceso de resolución de la caldera en su punto de diseño	133

Fig. 3.23. Diagrama de flujo del proceso de resolución de la caldera a cargas parciales	135
Fig. 4.1. Coste de generación, coste de amortización e inversa de la potencia generada en función del rendimiento de la planta.	141
Fig. 4.2. Beneficio de la planta, potencia y coste de amortización en función del rendimiento del ciclo.	142
Fig. 4.3. Comparación entre el beneficio y el coste de generación.	144
Fig. 4.4. Recta de regresión para estimar el coste de las turbinas de gas	150
Fig. 5.1. Rendimiento de la turbina de gas en función de la relación de compresión y de la temperatura de entrada a la turbina.	170
Fig. 5.2. Trabajo específico de la turbina de gas en función de la relación de compresión y de la temperatura de entrada a la turbina.	170
Fig. 5.3. Rendimiento del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	172
Fig. 5.4. Potencia específica del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	173
Fig. 5.5. Rendimiento del ciclo 2P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	174
Fig. 5.6. Potencia específica del ciclo 2P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	175
Fig. 5.7. Rendimiento del ciclo 2PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	176
Fig. 5.8. Potencia específica del ciclo 2PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	176
Fig. 5.9. Rendimiento del ciclo 3PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina.	177

-
- Fig. 5.10. Potencia específica del ciclo 3PR en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina. 177
- Fig. 5.11. Coste de generación del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina. 178
- Fig. 5.12. Flujo de caja del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina para un gasto de aire $m_a = 100 \text{ kg} / \text{s}$. 179
- Fig. 5.13. Flujo de caja del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina para un gasto de aire $m_a = 300 \text{ kg} / \text{s}$. 179
- Fig. 5.14. Flujo de caja del ciclo 1P en función de la relación de compresión de la turbina de gas y de la temperatura de entrada a la turbina para un gasto de aire $m_a = 700 \text{ kg} / \text{s}$. 180
- Fig. 5.15. Relación de compresión y temperatura de entrada a la turbina en turbinas de gas comerciales. 181
- Fig. 5.16. Líneas de tendencia de los parámetros de diseño de las turbinas de gas de ciclo simple. 182
- Fig. 5.17. Tendencia del gasto de aire de las turbinas de gas de ciclo simple. 182
- Fig. 5.18. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 1P en función de la potencia de la turbina de gas. 183
- Fig. 5.19. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 1P en función de la potencia de la turbina de gas. 184
- Fig. 5.20. Punto de intersección de la familia de gasto $m_a = 500 \text{ kg} / \text{s}$ con la línea de tendencia. 186
- Fig. 5.21. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 2P en función de la potencia de la turbina de gas. 187

Fig. 5.22. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 2PR en función de la potencia de la turbina de gas.	188
Fig. 5.23. Tendencia del flujo de caja de un de ciclo 3PR en función de la potencia de la turbina de gas.	188
Fig. 5.24. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 1P en función de la potencia de la turbina de gas.	189
Fig. 5.25. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 2PR en función de la potencia de la turbina de gas.	189
Fig. 5.26. Tendencia del coste de generación de un de ciclo 3PR en función de la potencia de la turbina de gas.	190
Fig. 5.27. Ciclo 3PR con refrigeración de la turbina de gas con agua-vapor del ciclo de vapor. Alternativa 1.	191
Fig. 5.28. Ciclo 3PR con refrigeración de la turbina de gas con vapor del ciclo de vapor. Alternativa 2.	192
Fig. 5.29. Comparación del rendimiento de las diferentes configuraciones de ciclo combinado según el tipo de refrigeración de la turbina de gas.	192
Fig. 5.30. Comparación del flujo de caja de las diferentes configuraciones de ciclo combinado según el tipo de refrigeración de la turbina de gas.	193
Fig. 5.31. Comparación del coste de generación de las diferentes configuraciones de ciclo combinado según el tipo de refrigeración de la turbina de gas.	193
Fig. 5.32. Caldera de recuperación da calor del ciclo 1P	195
Fig. 5.33. Rendimiento y flujo de caja en función de la presión en el ciclo 1P.	196
Fig. 5.34. Rendimiento y coste de generación en función de la presión en el ciclo 1P.	197
Fig. 5.35. Rendimiento y flujo de caja en función de la temperatura del vapor vivo en el ciclo 1P.	199
Fig. 5.36. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor en la configuración 1P.	200

Fig. 5.37. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor en la configuración 1P.	200
Fig. 5.38. Rendimiento y flujo de caja en función de la presión en el ciclo 1P.	201
Fig. 5.39. Rendimiento y flujo de caja en función de la temperatura del vapor vivo en el ciclo 1P.	202
Fig. 5.40. Análisis de sensibilidad del coste de generación en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P.	204
Fig. 5.41. Análisis de sensibilidad del flujo de caja en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P.	204
Fig. 5.42. Análisis de sensibilidad del rendimiento en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P.	205
Fig. 5.43. Análisis de sensibilidad del coste de generación en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1P con una turbina de gas mayor.	206
Fig. 5.44. Caldera de recuperación del ciclo 2P.	207
Fig. 5.45. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.	208
Fig. 5.46. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.	209
Fig. 5.47. Coste de generación en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.	210
Fig. 5.48. Evolución de la tendencia del rendimiento con respecto a la presión cuando se modifica la temperatura de los gases.	211
Fig. 5.49. Evolución de la tendencia del rendimiento y del coste de generación con respecto a la temperatura del vapor cuando se modifica la temperatura de los gases.	212
Fig. 5.50. Rendimiento del ciclo en función de la presión de alta y de baja en la configuración 2P.	213
Fig. 5.51. Flujo de caja en función de la presión de alta y de baja en la configuración 2P.	213

Fig. 5.52. Rendimiento del ciclo en función de la presión de baja y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.	214
Fig. 5.53. Flujo de caja en función de la presión de baja y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.	214
Fig. 5.54. Rendimiento y coste de generación en función de la diferencia terminal de temperaturas en el sobrecalentador de baja presión.	216
Fig. 5.55. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P.	216
Fig. 5.56 Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de baja en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P.	217
Fig. 5.57 Análisis de sensibilidad del flujo de caja frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P.	218
Fig. 5.58 Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2P con una turbina de gas mayor.	218
Fig. 5.59. Caldera de recuperación de calor del ciclo 2PR.	219
Fig. 5.60. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2PR.	220
Fig. 5.61. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 2P.	221
Fig. 5.62. Evolución de la tendencia del rendimiento y del coste de generación con respecto a la presión de alta cuando se modifica la temperatura de los gases.	222
Fig. 5.63 y 5.64. Rendimiento del ciclo en función de la presión de alta y de baja.	222
Fig. 5.65. Flujo de caja en función de la presión de alta y de baja en el ciclo 2PR.	223
Fig. 5.66. Influencia de la temperatura del vapor recalentado.	224
Fig. 5.67. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 2PR.	225

Fig. 5.68. Caldera de recuperación de calor del ciclo 3PR.	226
Fig. 5.69. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PR.	227
Fig. 5.70. Rendimiento del ciclo en función de las presiones de alta e intermedia en la configuración 3PR.	228
Fig. 5.71. Gasto másico del vapor de baja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PR.	229
Fig. 5.72. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PR para distintas presiones de alta.	229
Fig. 5.73. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PR para distintas presiones intermedias.	230
Fig. 5.74. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 3PR.	231
Fig. 5.75. Caldera de recuperación de calor del ciclo 1PS.	232
Fig. 5.76. Rendimiento del ciclo 1P en función de la presión y la temperatura del vapor cuando el gas entra a la caldera a 850K.	232
Fig. 5.77. Rendimiento del ciclo 1P en función de la presión y la temperatura del vapor cuando el gas entra a la caldera a 875K.	233
Fig. 5.78. Rendimiento del ciclo 1P en función de la presión y la temperatura del vapor cuando el gas entra a la caldera a 875K.	234
Fig. 5.79. Rendimiento y flujo de caja del ciclo 1PS en función de la presión para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{baja T}$)	235
Fig. 5.80. Rendimiento y flujo de caja del ciclo 1PS en función de la temperatura del vapor para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{baja T}$)	236
Fig. 5.81. Variación del pinch point frente a la diferencia terminal de baja temperatura($\Delta T_{baja T}$)	236
Fig. 5.82. Análisis de sensibilidad del coste de generación en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 1PS.	237

Fig. 5.83. Caldera de recuperación de calor del ciclo 3PRS.	238
Fig. 5.84. Rendimiento del ciclo en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PRS.	240
Fig. 5.85. Flujo de caja en función de la presión y de la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PRS.	240
Fig. 5.86. Rendimiento y flujo de caja en función de la presión para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{\text{sal gas}}$)	241
Fig. 5.87. Rendimiento y flujo de caja en función de la temperatura del vapor de alta para distintas diferencias terminales de baja temperatura ($\Delta T_{\text{sal gas}}$)	241
Fig. 5.88. Rendimiento del ciclo en función de las presiones de alta e intermedia en la configuración 3PRS.	243
Fig. 5.89. Rendimiento del ciclo en función de las presión intermedia y la temperatura del vapor de alta en la configuración 3PRS.	243
Fig. 5.90. Rendimiento del ciclo en función de las presión intermedia y la temperatura del vapor recalentado en la configuración 3PRS.	244
Fig. 5.91. Rendimiento del ciclo en función de las presión intermedia y la diferencia terminal de baja temperatura en la configuración 3PRS.	244
Fig. 5.92. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PRS para distintas presiones intermedias.	245
Fig. 5.93. Influencia de la presión de baja en el rendimiento del ciclo 3PR para distintas presiones diferencias terminales de baja temperatura.	246
Fig. 5.94. Análisis de sensibilidad del coste de generación frente a los parámetros del nivel de alta en el punto de diseño de mínimo coste para el ciclo 3PRS.	246
Fig. 5.95. Variación del coste y de la temperatura de salida de los gases de la caldera al modificarse los distintos parámetros de diseño.	248
Fig. 5.96. Rendimiento de las distintas configuraciones en función de la potencia del ciclo combinado.	249

Fig. 5.97. Coste total de la planta y coste de la caldera de recuperación en función de la configuración de la caldera y de la potencia de la planta.	250
Fig. 5.98. Estimación del flujo de caja de las distintas configuraciones en función de la potencia de la planta.	251
Fig. 5.99. Estimación del coste de generación en las distintas configuraciones en función de la potencia de la planta.	251
Fig. 5.100. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga en turbinas con regulación de la carga tradicional.	253
Fig. 5.101. Gasto másico, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para una turbina con regulación tradicional de la carga.	253
Fig. 5.102. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga en turbinas con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de entrada a la turbina.	255
Fig. 5.103. Gasto másico, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para una turbina con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de entrada a la turbina.	256
Fig. 5.104. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga en turbinas con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de escape.	257
Fig. 5.105. Gasto másico, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para una turbina con regulación de la carga manteniendo constante la temperatura de escape.	258
Fig. 5.106. Temperatura de escape en función del grado de carga y del tipo de estrategia utilizado en la regulación.	258
Fig. 5.107. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación tradicional de la carga.	259

- Fig. 5.108. Gasto de aire, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación tradicional de la carga. 259
- Fig. 5.109. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de entrada a la turbina constante. 260
- Fig. 5.110. Gasto de aire, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de entrada a la turbina constante. 261
- Fig. 5.111. Temperatura de escape, temperatura de entrada a la turbina y dosado en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de escape constante. 262
- Fig. 5.112. Gasto de aire, relación de compresión y rendimiento de la turbina de gas en función del grado de carga para turbinas de combustión secuencial y regulación de la carga manteniendo la temperatura de escape constante. 262
- Fig. 5.113. Variación de la presión y de la producción de vapor en función del grado de carga de la turbina de gas. 264
- Fig. 5.114. Variación del pinch point, del approach point y de la temperatura del vapor vivo en función del grado de carga de la turbina de gas. 265
- Fig. 5.115. Variación del rendimiento y de la potencia de la planta en función del grado de carga de la turbina de gas. 266
- Fig. 5.116. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta. 266
- Fig. 5.117. Flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas. 267
- Fig. 5.118. Curva de oferta del ciclo de 1P. 268
- Fig. 5.119. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de alta en función del grado de carga de la turbina de gas. 268

Fig. 5.120. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de baja en función del grado de carga de la turbina de gas.	269
Fig. 5.121. Variación del approach en función del grado de carga de la turbina de gas.	270
Fig. 5.122. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.	271
Fig. 5.123. Variación del flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas.	271
Fig. 5.124. Curva de oferta del ciclo de 2P.	272
Fig. 5.125. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de alta en función del grado de carga de la turbina de gas.	272
Fig. 5.126. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de baja en función del grado de carga de la turbina de gas.	273
Fig. 5.127. Variación del approach en función del grado de carga de la turbina de gas.	273
Fig. 5.128. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.	274
Fig. 5.129. Variación del flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas.	274
Fig. 5.130. Curva de oferta del ciclo de 2PR.	275
Fig. 5.131. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de alta en función del grado de carga de la turbina de gas.	275
Fig. 5.132. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de media en función del grado de carga de la turbina de gas.	276
Fig. 5.133. Variación de la presión y de la producción de vapor del nivel de baja en función del grado de carga de la turbina de gas.	277

Fig. 5.134. Variación del approach en función del grado de carga de la turbina de gas.	277
Fig. 5.135. Variación del rendimiento del ciclo combinado en función de la potencia de la planta.	278
Fig. 5.136. Variación del flujo de caja y del coste de en función del grado de carga de la turbina de gas	278
Fig. 5.137. Curva de oferta del ciclo de 3PR.	279
Fig. 5.138. Influencia del precio del combustible sobre el coste de generación.	280
Fig. 5.139. Influencia del precio del combustible sobre el coste de generación y sobre el flujo de caja.	281
Fig. 140. Influencia de la tasa de interés sobre el coste de generación y sobre el flujo de caja.	282
Fig. 5.141 Variación del flujo de caja y del coste de generación si se encarece el coste de la caldera.	283
Fig. 5.142. Variación del punto de diseño al aumentar el coste de la caldera.	284
Fig. 5.143. Variación del flujo de caja y del coste de generación si se encarece el coste de la turbina de vapor.	285
Fig. 5.144. Variación del punto de diseño al aumentar el coste de la turbina de vapor.	286
Fig. 5.145. Rendimiento y gasto de gas obtenidos en la simulación de la turbina Alstom GT-26.	296
Fig. 5.146. Temperatura de escape y dosado obtenidos en la simulación de la turbina Alstom GT-26.	297
Fig. 5.147. Presiones de alta e intermedia obtenidas en la simulación.	298
Fig. 5.148. Temperatura del vapor vivo y recalentado obtenidos en la simulación.	299
Fig. 5.149. Gastos de vapor obtenidos en la simulación.	300

Fig. 5.150. Temperatura de salida de la caldera y potencia del ciclo combinado obtenidos en la simulación.	300
Fig. 5.151. Caldera de paso único con dos secciones de intercambio de calor.	301
Fig. 5.152. Gasto de vapor obtenido en la simulación.	302
Fig. 5.153. Temperaturas del intercambiador EvSC1 obtenidas en la simulación.	303
Fig. 5.154. Temperaturas del intercambiador EvSC2 obtenidas en la simulación.	303
Fig. 6.1. Esquema de los modelos de simulación desarrollados.	306
Fig. A4.1. Pantalla general del programa.	327
Fig. A4.2. Pantalla inicial del programa.	328
Fig. A4.3. Selección de componentes.	329
Fig. A4.4. Asignación de puntos y parámetros de diseño del compresor.	330
Fig. A4.5. Asignación de puntos y parámetros de diseño de un evaporador.	330
Fig. A4.6. Asignación de puntos y parámetros de diseño del desgasificador.	331
Fig. A4.7. Barra de herramientas en el módulo “Cálculo a Plena Carga” antes de determinar el proceso de resolución del sistema de ecuaciones.	332
Fig. A4.8. Pantalla de resultados del punto de diseño.	332
Fig. A4.9. Pantalla de resultados de diseño geométrico de la caldera	333
Fig. A4.10. Introducción de datos para el cálculo a cargas parciales	333
Fig. A4.11. Introducción de datos para el estudio termoeconómico.	333
Fig. A4.12. Introducción de datos para el análisis de sensibilidad.	334
Fig. A4.13. Caldera de recuperación de calor de la configuración 3PR.	334

LISTADO DE TABLAS

Tabla 2.1. Parámetros relativos al ciclo de gas	45
Tabla 2.2. Parámetros relativos a la calera de recuperación de calor	46
Tabla 2.3. Parámetros relativos al ciclo de vapor	48
Tabla 3.1. Caracterización de f_1	126
Tabla 3.2. Caracterización de f_2	127
Tabla 3.3. Caracterización de f_3	127
Tabla 3.4. Ejemplo de función objetivo.	129
Tabla 4.1. Expresiones de los modelos termoeconómicos	158
Tabla 4.2. Valores de los parámetros y constantes económicas.	158
Tabla 5.1. Parámetros de diseño del ciclo 1P.	172
Tabla 5.2. Parámetros de diseño de la configuración 2P.	174
Tabla 5.3. Parámetros de diseño de la configuración 2PR.	175
Tabla 5.4. Parámetros de diseño de la configuración 3PR.	175
Tabla 5.5. Comparación de las turbinas GT-24 y GT-26 con las de ciclo simple.	186
Tabla 5.6. Resultados de configuraciones con refrigeración de la turbina de gas.	192
Tabla 5.7. Turbina de gas empleada para las simulaciones de los ciclos combinados.	194
Tabla 5.8. Resultados experimentales y de la simulación de una caldera trabajando con fluidos en condiciones supercríticas.	302
Tabla 6.1. Objetivos de la tesis.	305
Tabla A2.1. Caracterización de las ecuaciones del punto de diseño.	321
Tabla A2.2. Caracterización de las ecuaciones a cargas parciales.	322
Tabla A3.1. Datos termodinámicos de la caldera.	325
Tabla A3.2. Datos económicos de la caldera.	326
Tabla A3.3. Datos para estimar el modelo de costes de la turbina de vapor.	326
Tabla A4.1. Parámetros de diseño de la turbina de gas.	335

Tabla A4.2. Resultados de la simulación de la turbina de gas.	335
Tabla A4.3. Parámetros de diseño del ciclo de vapor.	335
Tabla A4.4. Resultados de la CRC, del ciclo de vapor y del ciclo combinado.	335
Tabla A4.5. Destrucción exergética.	336
Tabla A4.6. Análisis termoeconómico.	336
Tabla A4.7. Resultados a cargas parciales.	337