

Metodología para el análisis y diseño de plantas de cogeneración

José Ramos ⁽¹⁾, Miguel A. Lozano ⁽²⁾ y Jorge García ⁽³⁾

⁽¹⁾ jramossa@cesel.com.pe (CESEL Ingenieros – Área de Minería e Industria)

⁽²⁾ miguel.lozano@unizar.es (Universidad de Zaragoza, Dpto. de Ing. Mecánica - GITSE)

⁽³⁾ jgarcia@cesel.com.pe (CESEL Ingenieros – Área de Minería e Industria)

Resumen

La cogeneración ha demostrado: (i) madurez tecnológica; (ii) mayor eficiencia en el uso del combustible; y (iii) menor costo total de producción de energía eléctrica y térmica.

En la tarea de evaluar diferentes configuraciones de equipos para una planta de cogeneración, la decisión final queda condicionada por distintos factores de diseño de índole técnica, económica, financiera, legal y medioambiental. En este trabajo se presenta una metodología para el análisis y diseño de plantas de cogeneración para edificios.

La metodología se expone mediante ejemplos y casos prácticos aplicados al diseño de una planta de cogeneración que atiende la demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y refrigeración de un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España).

1. Introducción

La demanda de electricidad, calefacción y/o refrigeración en los edificios (hoteles, hospitales, centros comerciales, distritos urbanos, etc.) representa una oportunidad para los sistemas de cogeneración y/o trigeneración.

La magnitud de las demandas energéticas varía hora a hora durante el día y a lo largo de los meses del año (véase la Fig. 1). En muchos casos, en los edificios ubicados en países del Sur de Europa, las demandas de calefacción y refrigeración de los edificios registran una corta duración.

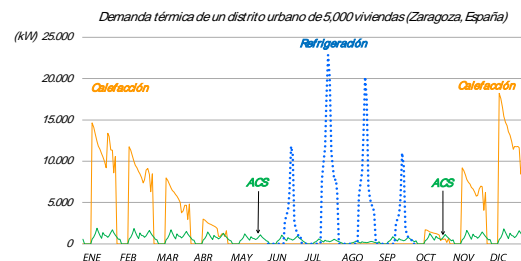


Fig. 1: Demanda de calor y frío de un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España).

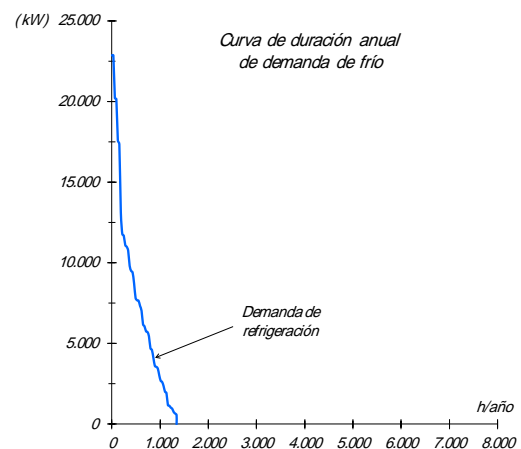
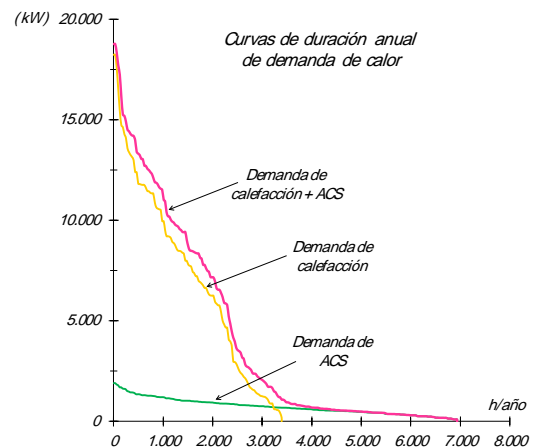


Fig. 2: Curvas de duración anual de las demandas de calor y frío del distrito urbano de 5000 viviendas.

Por ejemplo, un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España) demanda calefacción durante 3200 h/año y refrigeración durante otras 1200 h/año. Asimismo, se observa que los períodos de máxima demanda ó demanda pico de calefacción y refrigeración duran menos de 200 h/año, aproximadamente (ver la Fig. 2).

2. Planteamiento del problema

En el diseño de sistemas de cogeneración para edificios, están implicados los siguientes *factores de diseño*:

- Demanda de energía eléctrica y térmica del centro consumidor. Ya hemos visto sus características en los edificios: (i) pocas horas anuales de requerimiento, y (ii) cortos períodos de demanda pico.
- La disponibilidad de suministro de los combustibles y electricidad, y el nivel de garantía ofrecido por el suministrador.
- Las tarifas y precios de los combustibles y electricidad.
- La disponibilidad comercial de equipos de distintas tecnologías.
- El coste de inversión de los equipos.
- Los parámetros técnicos que expresan el rendimiento de los equipos.
- El marco legal que regula el mercado eléctrico; en concreto la descarga en la red de la electricidad cogenerada.

Para favorecer la amortización de la inversión en un sistema de cogeneración resulta necesario que el sistema diseñado alcance un *factor de utilización* elevado de la potencia instalada en motores y una *tasa de cobertura* alta de la demanda de calor. Estas singularidades representan un desafío para el diseño de plantas de cogeneración.

3. Propuesta de solución

La metodología que conduce al diseño óptimo de un sistema de cogeneración es compleja, pues el proceso de diseño es de naturaleza combinatoria: deben valorarse los aspectos ambientales, energéticos y económicos de todas las configuraciones factibles de equipos, obteniendo el balance de su operación a lo largo del ciclo de vida.

El problema del diseño de sistemas energéticos en general ha sido abordado por varios autores [1-3]. Más en particular, el diseño óptimo de sistemas de cogeneración ha sido tratado, entre otros, por Horii et al. [4], Yokoyama et al. [5], Henning [6] y Lozano et al. [7-10]. Véase la revisión de Chicco y Mancarella [11] para mayores detalles.

En este trabajo, donde se presenta un extracto de la tesis doctoral de Ramos [12], se propone una metodología de diseño basada en el análisis progresivo de la información disponible. La Fig. 3 explica el flujo de información y la secuencia de problemas a resolver: análisis, síntesis, diseño y operación.

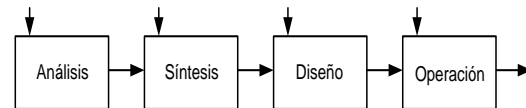


Fig. 3: Diagrama del flujo de información.

3.1 Análisis global

Sea un sistema simple de cogeneración como el de la Fig. 4. Si se conocen la potencia eléctrica/térmica y los modos de regulación de carga permitidos al módulo de cogeneración, las curvas monótonas de demanda (Fig. 2) son útiles para realizar una valoración rápida de la viabilidad económica de la instalación.

Dos decisiones importantes a tomar en el diseño de un sistema de cogeneración son la potencia eléctrica a instalar W_{ins} en módulos de cogeneración y la política a seguir para operar el sistema. Ambas decisiones van ligadas.

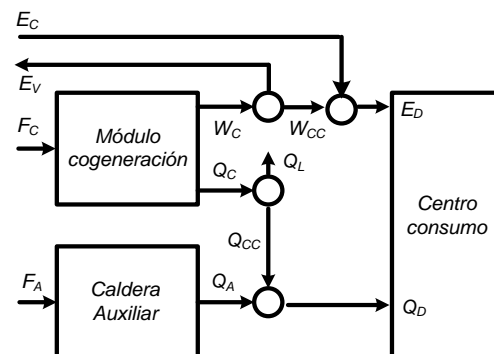


Fig. 4: Sistema simple de cogeneración.

En el análisis global [13] la curva de duración anual de la demanda de calor proporciona información útil para (i) elegir la capacidad a instalar y (ii) calcular el factor de utilización FUW , la tasa de cobertura de calor TCQ , y el grado de aprovechamiento del calor cogenerado GAC :

$$FUW = \left(\int_0^{Hope} W_c(H) dH \right) / (8760 W_{ins}) \quad (1)$$

$$TCQ = \left(\int_0^{Hope} Q_{cc}(H) dH \right) / EQD_{año} \quad (2)$$

$$GAC = \frac{\int_0^{Hope} Q_{cc}(H) dH}{\int_0^{Hope} Q_c(H) dH} \approx \frac{TCQ}{FUW} \frac{EQD_{año}}{8760 W_{ins} \beta} \quad (3)$$

donde $W_c(H) \leq W_{ins}$ es el trabajo cogenerado en la operación anual de duración $Hope$; y $Q_{cc}(H) \leq Q_c(H)$ es el calor cogenerado y consumido (no desfilarrado). $EQD_{año}$ es la demanda anual de calor.

La Fig. 5 muestra las prestaciones de un módulo de cogeneración "promedio" de un conjunto de módulos de cogeneración con motores alternativos de combustión interna a gas ($MACI$) con potencia nominal mayor que 1000 kW. Este módulo "promedio" consume $F = 100$ kW de combustible para producir $W = 42$ kW de trabajo, y tiene el rendimiento eléctrico $\alpha_w \equiv W/F = 0,42$.

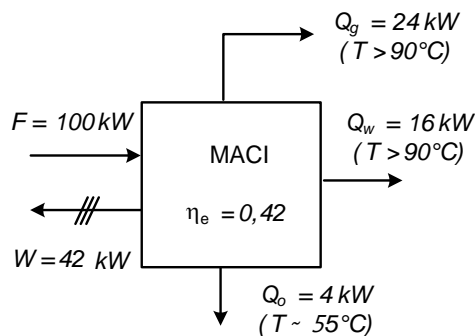


Fig. 5: Prestaciones del módulo de cogeneración.

Es posible recuperar calor en las siguientes cantidades y niveles de temperatura: i) 4 kW desde el circuito de refrigeración del aceite de lubricación (Q_o) en forma de agua caliente a $t \approx 55^\circ\text{C}$; ii) 16 kW desde el circuito de refrigeración de los cilindros (Q_w) del motor como agua caliente a $t > 90^\circ\text{C}$; y

iii) a partir de los gases de escape (Q_g), recuperando 24 kW como agua caliente a $t > 90^\circ\text{C}$. Aceptando que el calor de las tres fuentes es aprovechable resulta un calor cogenerado $Q_c = Q_g + Q_w + Q_o = 44$ kW. Otros parámetros que caracterizan las prestaciones energéticas del módulo de cogeneración son $\alpha_Q \equiv Q_c/F = 0,44$; $\eta \equiv (W + Q_c)/F = 0,86$; y $\beta \equiv Q_c/W \approx 1,05$.

La propuesta de algunos autores para determinar la potencia a instalar consiste en predeterminar el modo de operación y calcular los criterios de decisión al variar la potencia instalada, seleccionando aquella potencia que maximiza/minimiza el criterio de decisión elegido.

Si se impone que el módulo de cogeneración instalado opere a plena carga siempre que su producción de calor útil supere a la demanda y esté parado en caso contrario, podemos determinar el número de horas anuales H_A que opera el motor, su producción anual de calor útil, la tasa de cobertura de la demanda de calor y el factor de utilización FUW del motor ($FUW = H_A / 8760$).

Mediante el siguiente ejemplo, se ilustra la utilidad del método para dimensionar un sistema de cogeneración con motores de gas. Supondremos que la demanda del centro de consumo se corresponde con la curva de duración anual mostrada en la Fig. 2, que representa la demanda de calor (calefacción + ACS) de un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza. La demanda total anual es $EQD_{año} = 29 \cdot 10^6$ kWh/año, aproximadamente.

La propuesta realizada por algunos autores [14, 15] consiste en instalar una potencia térmica que maximice la cobertura de la demanda de calor TCQ . Esto se muestra en la Fig. 6. Se impone que el módulo de cogeneración instalado opere a plena carga siempre que su producción de calor útil supere a la demanda y esté parado en caso contrario. En nuestro ejemplo las horas de operación serán $H_A = 1480$ h/año y la potencia térmica a instalar de 9000 kW, resultando $TCQ = 46\%$ y $FUW = 17\%$.

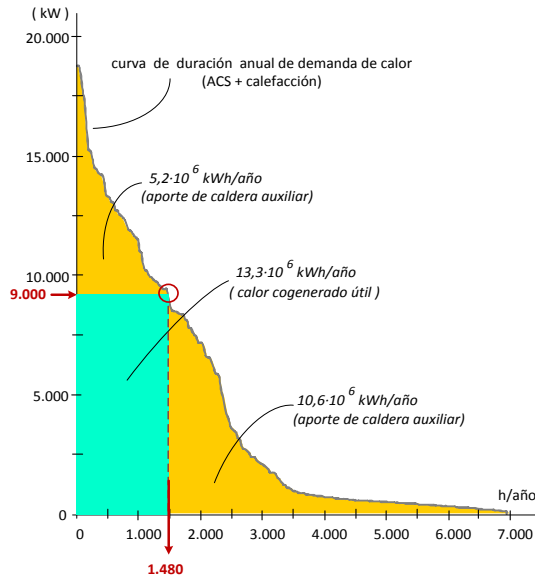


Fig. 6: Motor operando a plena carga si $Q_C > Q_D$.

Sin embargo este criterio resulta muy restrictivo y conduce a pobres resultados tanto de la *TCQ* como del *FUW*. Por ejemplo (véase la Fig. 7), si se opera el motor a máxima potencia durante las 3000 horas de máxima demanda térmica, la *TCQ* aumenta hasta 74% y el *FUW* hasta 34%.

El inconveniente de esta forma de operar es el despilfarro de calor (un 20% del calor cogenerado, $GAC = 80\%$). Si se modula la carga del motor de modo que se atienda justamente la demanda de calor (ver la Fig. 8), la cobertura se mantiene y se evita el despilfarro, aunque *FUW* disminuye hasta el 27%.

La sencillez del modo de operación propuesto en primer lugar (el motor opera a plena carga) junto con las ventajas de ampliar el número de horas en que se cubre la demanda térmica, se consiguen a la vez segmentando la potencia instalada en varios módulos, tal como se muestra en la Fig. 9. En este caso, la cobertura térmica alcanzaría el 65% con un factor de utilización del 24%.

A partir de la demanda anual de energía térmica $E_{QD_{año}}$ [kWh/año], de su duración H_{max} [h/año] y de su demanda pico $Q_{D_{max}}$ [kW], la curva monótona de la demanda térmica puede aproximarse por el modelo simple $Q_D = a \cdot \exp(-b \cdot H)$, donde a y b son coeficientes de ajuste.

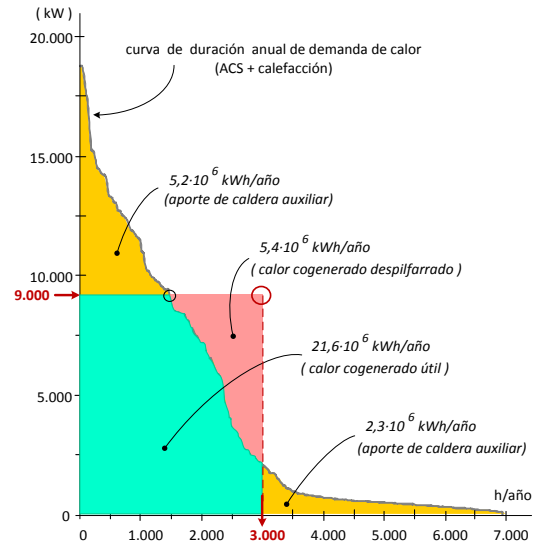


Fig. 7: Motor operando a plena carga durante 3000 h.

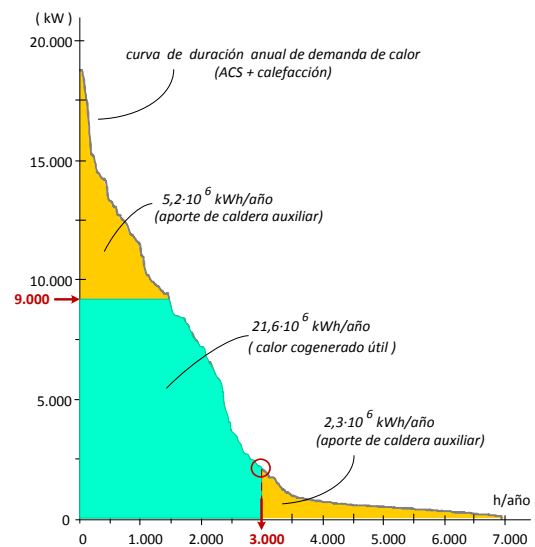


Fig. 8: Motor modulando carga de modo que $Q_C = Q_D$.

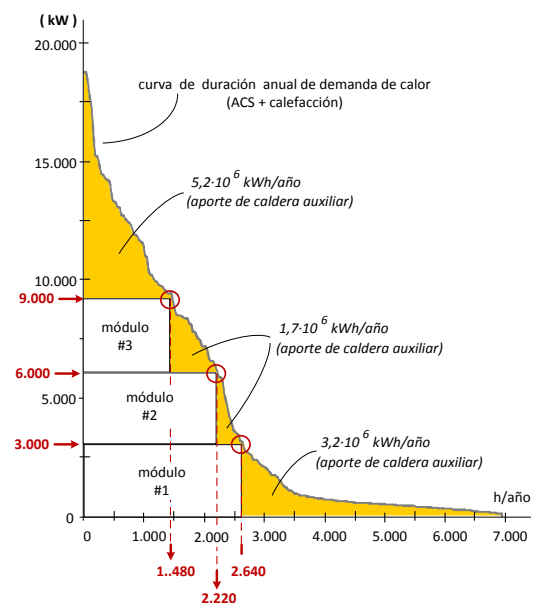


Fig. 9: Segmentación de la potencia.

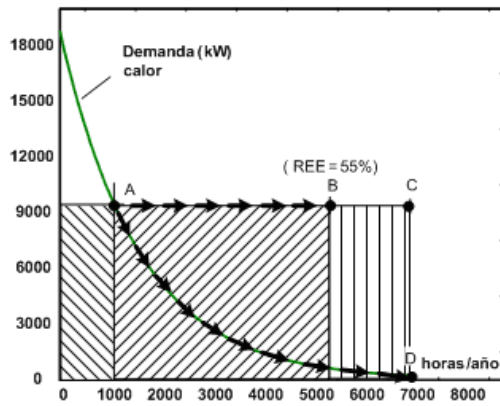


Fig. 10: Estrategias de operación (A, B, C y D).

Un método para determinar estos coeficientes [13] consiste en imponer $a = QD_{max}$ (condición de potencia térmica máxima) y calcular b de modo que se cumpla la condición de demanda anual de calor $EQD_{año} = \int_{0 \rightarrow H_{máx}} Q_D(H) dH$. Para la curva de duración anual de la demanda de calor correspondiente al distrito urbano de 5000 viviendas (ver la Fig. 2), se obtiene: $EQD_{año} = 29054 \cdot 10^3$ kWh/año, $H_{max} = 6935$ h/año, $QD_{max} = a = 18762$ y $b = 0,000638$. Véase su forma gráfica en la Fig. 10.

Se tienen dos modos límite de operar los módulos de cogeneración instalados: i) a plena carga, y ii) ajustando la carga a la demanda de calor. En la segunda, el grado de aprovechamiento del calor será máximo pero el factor de utilización del motor sufrirá. En la primera el factor de utilización podrá aumentarse, dentro de ciertos límites, pero siempre a costa de un mayor despilfarro de calor cogenerado.

Las Figs. 11, 12 y 13 muestran la tasa de cobertura de la demanda de calor, el factor de utilización del motor y el grado de aprovechamiento del calor cogenerado, para tres estrategias de operación con los motores funcionando a plena carga: **A** máxima duración HA compatible con un aprovechamiento total del calor, **B** máxima duración HB compatible con la condición de rendimiento eléctrico equivalente límite, y **C** máxima duración de la demanda de calor $HC = H_{max}$; y para una cuarta estrategia **D**, en la que la potencia eléctrica producida se modula de modo que el calor cogenerado atienda justo la demanda de calor.

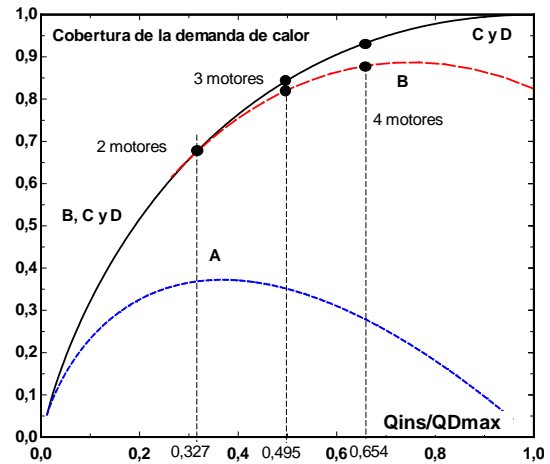


Fig. 11: Cobertura de la demanda de calor.

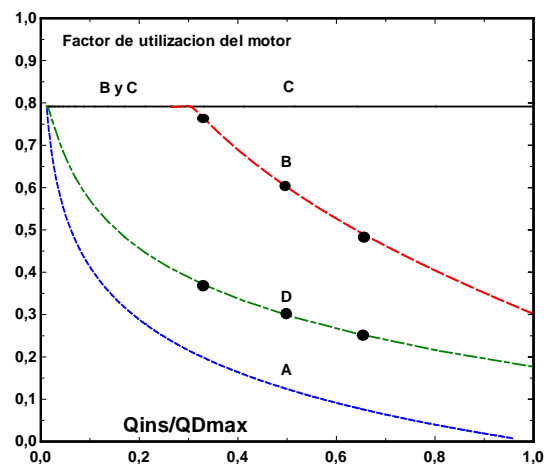


Fig. 12: Factor de utilización del motor.

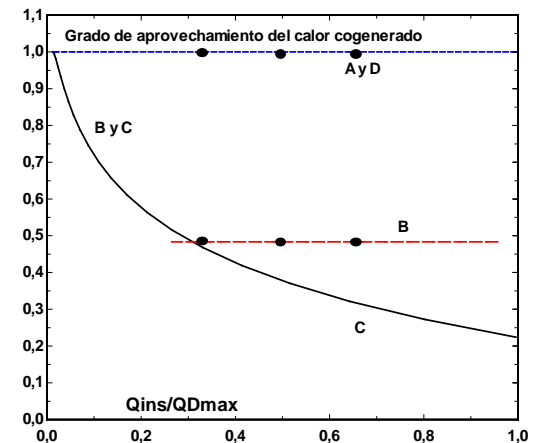


Fig. 13: Grado de aprovechamiento del calor.

El eje de abcisas representa al cociente entre la potencia térmica aprovechable $Q_{ins} = \beta \cdot W_{ins}$ de los módulos de cogeneración y la demanda pico de calor QD_{max} . Se representan con puntos (para las estrategias **B** y **D**) los resultados que corresponden a la instalación de 2, 3 y 4 motores de 2928 kW de potencia eléctrica.

Instalar 2 motores y operar con la estrategia **B** permite una alta cobertura de la demanda de calor (~70%) a la par que un factor de utilización elevado (~75%). Con 3 y 4 motores la tasa de cobertura sube pero a costa de reducir el factor de utilización. La estrategia **D** (modulación de carga) conduce siempre a una baja utilización de los motores.

3.2 Análisis exhaustivo (Anexo 1)

Sea un sistema simple de cogeneración como el de la Fig. 4. En un diagrama cartesiano E vs Q como el mostrado en la Fig. 1(a) del Anexo 1, cabe representar: i) la demanda energética anual variable del centro consumidor mediante una nube de puntos (E_D , Q_D), y ii) la curva característica de operación $Q_{COG} = q(E_{COG})$ del módulo de cogeneración instalado que expresa el calor cogenerado en función de la potencia eléctrica producida dentro del rango permitido al motor. Así, con base en la Fig. 1(a) cabe definir 10 zonas - de la 1 a la 10 en la Fig. 1(b) del Anexo 1 - ó subconjuntos disjuntos que contienen todos los posibles *estados de operación* de un sistema de cogeneración que atiende una demanda variable.

Atendiendo al régimen de trabajo (carga nominal, carga parcial, motor parado) del módulo de cogeneración, al tipo de intercambio (compra/venta) de electricidad con el mercado, y admitiendo la posibilidad de despilfarrar parte del calor cogenerado, un sistema simple de cogeneración soporta los siguientes *modos de operación*:

- (A) Sin cogeneración. Esto significa que el motor está parado ($E_{COG} = Q_{COG} = 0$), se compra la electricidad ($E_C = E_D$) y el calor lo produce la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D$).
- (B) El motor opera adaptándose a la demanda de calor ($Q_{COG} = Q_D > Q_{COG_MIN}$) y se compra la electricidad que falta ($E_C = E_D - E_{COG}$).
- (C) El motor opera adaptándose a la demanda de calor ($Q_{COG} = Q_D >$

Q_{COG_MIN}) y se vende la electricidad excedente ($E_V = E_{COG} - E_D$).

- (D) El motor opera adaptándose a la demanda de electricidad ($E_{COG} = E_D > E_{COG_MIN}$) y el déficit de calor se atiende con la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG}$).
- (E) El motor opera adaptándose a la demanda de electricidad ($E_{COG} = E_D > E_{COG_MIN}$) y se despilfarra el calor excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG} - Q_D$).
- (F) El motor opera a plena carga. Se produce calor en la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG_MAX}$) y se compra electricidad ($E_C = E_D - E_{COG_MAX}$).
- (G) El motor opera a plena carga. Se produce calor en la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG_MAX}$) y se vende electricidad ($E_V = E_{COG_MAX} - E_D$).
- (H) El motor opera a plena carga. Se despilfarra el calor excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG_MAX} - Q_D$) y se compra electricidad ($E_C = E_D - E_{COG_MAX}$).
- (I) El motor opera a plena carga. Se despilfarra el calor excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG_MAX} - Q_D$) y se vende electricidad ($E_V = E_{COG_MAX} - E_D$).

Conocida la demanda en cada periodo de tiempo y el modo de operación factible con que se decide trabajar, todos los flujos de energía del sistema simple de cogeneración quedan determinados. En la Fig. 1(b) se anotan los modos de operación que son factibles dentro de cada zona.

A partir de la Fig. 1(b) del Anexo 1 se pueden valorar diferentes estrategias de operación para los sistemas de cogeneración que atienden demandas energéticas variables. Por ejemplo, sean las cuatro estrategias de operación mostradas en la Fig. 2 del Anexo 1:

- (i) No se permite la venta de electricidad ni el despilfarro de calor. El sistema opera ajustado a la demanda térmica y eléctrica. Cuando no sea posible satisfacer esta última se procederá a comprar electricidad.

- (ii) No se permite la venta de electricidad pero si el despilfarro de calor. Puede aumentarse la carga del motor para evitar la compra de electricidad aunque se tire parte del calor cogenerado. El sistema opera ajustado a la demanda eléctrica.
- (iii) Se permite la venta de electricidad pero no el despilfarro de calor. Puede aumentarse la carga del motor vendiendo energía eléctrica siempre que exista demanda para todo el calor cogenerado. El sistema opera ajustado a la demanda térmica.
- (iv) El motor funciona a plena carga permitiéndose tanto la venta de electricidad como el despilfarro de calor. La consigna de operación consiste en maximizar la producción de energía eléctrica.

Al adoptar una estrategia de operación quedan limitados los modos de operación permitidos. Por ejemplo, en la estrategia (i) no se permiten la venta de electricidad ni el despilfarro de calor. Esto excluye los modos de operación (C), (E), (G), (H) e (I). Estos modos se eliminan en la Fig. 1(b) y de los modos restantes, si hay dos se elige el que es distinto de (A). Así es como se ha completado la Fig. 2 del Anexo 1.

No todas las estrategias de operación pueden elegirse libremente en una instalación ya existente. Por ejemplo, la estrategia (iv) que permite el despilfarro de calor debe satisfacer ciertas condiciones para poder vender electricidad. Existen estrategias poco convenientes en ciertas circunstancias. Por ejemplo, las estrategias (iii) y (iv) pueden resultar irracionales económicamente durante las horas valle de facturación eléctrica. La estrategia (i) es la más conservadora pero puede no aprovechar por completo las ventajas económicas de la cogeneración.

Por tanto cabe proponer una estrategia final que reúne las virtudes de todas las anteriores pero conlleva un control estricto de la operación del sistema:

- (v) Se optimiza el balance económico de la operación del sistema dentro de un subconjunto de estrategias. Este subconjunto puede estar formado por algunas de las anteriores y podría contener la estrategia de no cogenerar manteniendo el motor parado. Para cada periodo de operación se calcula el balance económico de todas las estrategias de operación permitidas que sean factibles y se elige la mejor.

Lozano [16] muestra como el procedimiento exhaustivo conduce de manera natural a un programa de optimización, lineal o no lineal según sea la curva característica de operación del módulo de cogeneración. Así, se dispone de un procedimiento para resolver el problema de dimensionado óptimo de plantas de cogeneración.

3.3 Síntesis, diseño y operación (Anexo 2)

Conocida la demanda de energía eléctrica y térmica (calor y/o frío) de un centro consumidor y el resto de los factores de diseño antes citados, surgen las siguientes interrogantes acerca del sistema de cogeneración a elegir:

(1) ¿Qué tecnologías deben instalarse?. Esta cuestión se aborda como un problema de síntesis. El término *síntesis* involucra a la selección de tecnologías que constituirán la estructura productiva del sistema.

(2) ¿Qué tamaño y número de equipos de cada tecnología deben instalarse?. El *diseño* consiste en especificar las características técnicas de cada uno de los equipos que componen la estructura productiva del sistema energético. En muchas ocasiones, la tarea fundamental del diseño consiste en seleccionar equipos entre aquellos disponibles en el mercado.

(3) ¿Cuál es el programa de operación de los equipos más económico?. Para un sistema energético que tiene una configuración de equipos ya definida, la *operación* determina la factura energética y la magnitud de los flujos energéticos consumidos y producidos por los equipos.

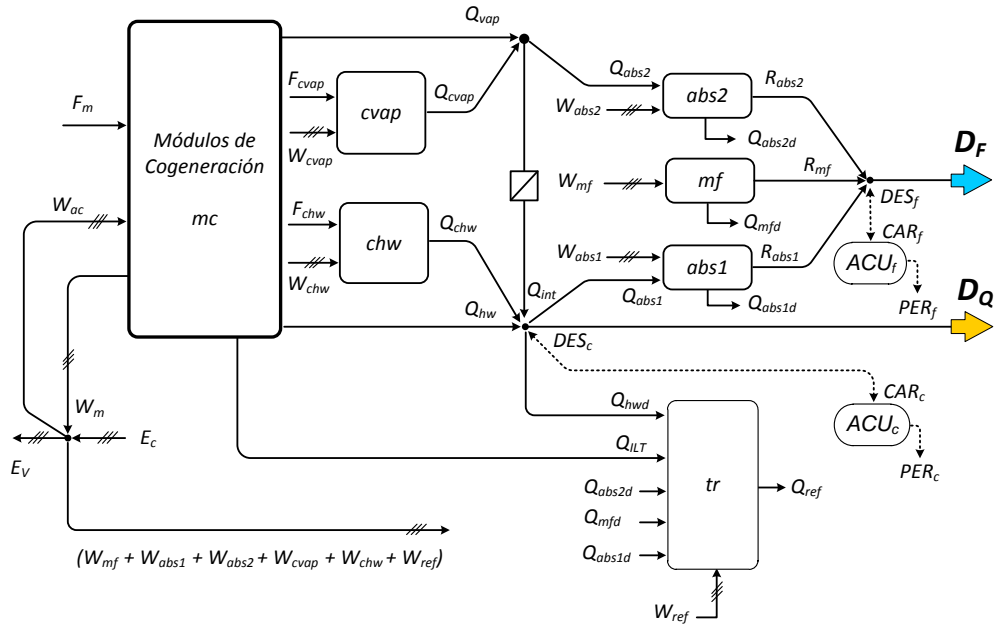


Fig. 14: Flujos de energía en la superestructura.

El problema de síntesis, diseño y operación se ha estudiado en la ingeniería de plantas de proceso [17, 18]. Una conclusión de estos autores es la naturaleza jerárquica del proceso de decisión. El problema de la optimización de la configuración de equipos se abordó como un problema de síntesis apoyado en la integración energética de procesos y en el empleo de técnicas de programación lineal entera PLE [19]. Horii et al. [4], Yokoyama et al. [5], Lozano et al. [7-10], entre otros, han aplicado estas técnicas de PLE en la selección óptima del número y tamaño de equipos de sistemas de cogeneración.

Para ilustrar la metodología, se optimizará el diseño y operación de un sistema de trigeneración que debe atender la demanda anual de ACS, calefacción y refrigeración de un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España). Los datos horarios de la demanda energética puede consultarse en Ramos [12].

Se propone la superestructura energética, cuyo diseño conceptual se muestra en la Fig. 14 y en la Fig. 1 del Anexo 2. Esta superestructura comprende las siguientes tecnologías orientadas a la integración energética: módulos de cogeneración con motores de gas (1, *mc*), enfriadores de absorción de doble efecto (2, *abs2*) y de

simple efecto (3, *abs1*); y tanques de acumulación de agua caliente (8, *ACUc*) y agua fría (9, *ACUf*). También están presentes otras tecnologías convencionales para la producción de calor: calderas de vapor (4, *cvap*) y agua caliente (6, *chw*); y de frío: enfriadoras mecánicas (7, *mf*). La superestructura se completa con: intercambiadores de calor (5, *int*) para producir agua caliente con el vapor excedente, y torres de refrigeración (10, *tr*) para evacuar el calor residual.

Los flujos de energía presentes en la superestructura (ver la Fig. 14) son la base del modelo matemático que describe la composición del sistema de trigeneración a instalar y las condiciones de operación que deben satisfacerse. El combustible consumido es gas natural, tanto en los módulos de cogeneración (F_m) como en las calderas de vapor (F_{cvap}) y de agua caliente (F_{chw}). Del total de la producción nominal bruta de electricidad (W_m) de los módulos de cogeneración, el 3% se consume como electricidad auxiliar (W_{ac}) en el propio módulo, y el 97% restante constituye la producción eléctrica neta. De ésta, una parte se emplea en el accionamiento de los diferentes equipos: calderas de vapor (W_{cvap}), calderas de agua caliente (W_{chw}), enfriadoras de absorción de simple efecto (W_{abs1}),

enfriadoras de absorción de doble efecto (W_{abs2}), enfriadoras mecánicas (W_{mf}) y torres de refrigeración (W_{ref}), y el excedente (Ev) se exporta a la red eléctrica para su venta en el mercado. Si no existen módulos de cogeneración o no alcanzan a atender el consumo eléctrico de los equipos, se procederá a la compra de electricidad (Ec). Ramos [12] propuso un sistema de recuperación de calor del motor de gas con dos circuitos de producción de calor. El circuito de alta temperatura que suministra vapor saturado (Q_{vap}) a $180^{\circ}C$ partiendo de condensados que retornan a $95^{\circ}C$. El circuito de baja temperatura que suministra agua caliente (Q_{hw}) a $95^{\circ}C$ partiendo de agua que retorna a $55^{\circ}C$. Para el funcionamiento correcto del módulo de cogeneración, debe evacuarse el calor del intercooler de baja temperatura (Q_{ILT}) a través de la torre de refrigeración.

Los intercambiadores permiten transferir calor (Q_{int}) del circuito de alta temperatura al de baja temperatura. Las calderas de vapor producen calor de alta temperatura (Q_{cvap}). Las calderas de agua caliente producen calor de baja temperatura (Q_{chw}). Las enfriadoras de absorción de simple efecto producen agua fría a $7^{\circ}C$ (R_{abs1}) y consumen agua caliente. Las enfriadoras de absorción de doble efecto producen agua fría a $7^{\circ}C$ (R_{abs2}) y consumen vapor. Para el funcionamiento de las enfriadoras de absorción es necesario evacuar el calor del absorbedor y del condensador (Q_{abs1d} y Q_{abs2d}) a la torre de refrigeración. Lo mismo con el calor del condensador de las enfriadoras mecánicas (Q_{mfd}).

El problema de optimización se formula como un problema de *PNLE* (Programación No Lineal Entera, Cuadro 1).

Cuadro 1: Formulación del problema de PNLE

| | |
|-----------------|--|
| <i>Min</i> | $f(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$ |
| <i>Sujeto a</i> | $\mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) = 0$ |
| | $\mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) < 0$ |
| | $\mathbf{x} \in R; \mathbf{y} \in \{0, 1\}; \mathbf{z} \in \{0, 1, 2, \dots\}$ |

Cuadro 2: Estructura del modelo de optimización.

| | |
|--|---|
| <i>Minimizar</i> | $C_{TOTAL} = C_{FIJO} + C_{VAR}$ |
| | C_{FIJO} (véase el Cuadro 1 del Anexo 2) |
| | C_{VAR} (véase el Cuadro 2 del Anexo 2) |
| <i>Sujeto al cumplimiento de</i> | |
| | <ul style="list-style-type: none"> • cobertura de la demanda energética (ACS, calefacción y refrigeración) del consumidor • operación dentro de los límites de capacidad de los equipos instalados • restricciones de producción de los equipos • balances de energía por utilidad (incluyendo carga/descarga de los acumuladores) • cumplimiento del rendimiento energético mínimo legal para acogerse al Régimen Especial ($REE_{INS} \geq 55\%$) si se instalan módulos de cogeneración • criterios impuestos de diseño de tipo estructural y operacional |
| <i>Véase mayor detalle en Ramos [12]</i> | |

El vector \mathbf{x} representa a las variables continuas. El vector \mathbf{y} recoge las variables enteras de tipo binario, útiles para establecer si una tecnología presente en la superestructura formará o no parte de la instalación óptima, y para imponer condiciones estructurales y operacionales (se permite instalar acumuladores de calor, no se permite comprar energía eléctrica, etc.). El vector \mathbf{z} contiene el número de equipos que se instalan de cada tecnología en el diseño óptimo, y si se desea, también puede incorporar variables para limitar el número de equipos en operación.

El modelo matemático de optimización se compone de los dos bloques mostrados en el Cuadro 2. El primero es la *función objetivo* a minimizar, representada por el coste total anual (C_{TOTAL}) de explotación del sistema de cogeneración, que agrupa al coste fijo (C_{FIJO}) que toma en cuenta el coste anual de amortización y mantenimiento de los equipos, y al coste variable (C_{VAR}) correspondiente a la facturación energética anual. El segundo representa al conjunto de *restricciones* a satisfacer por el sistema de cogeneración.

Un manejo conveniente de las restricciones permite expresar g y h como funciones lineales y dejar como única no lineal a la función objetivo. Esta se transforma en lineal con ciertas manipulaciones y el problema se resuelve con algoritmos de PLE, que por un lado facilitan el alcance de la solución en un tiempo razonable y por el otro garantizan que la solución es un óptimo global. Por razones de espacio, el lector debe consultar el trabajo de Ramos [12] para obtener información detallada sobre: i) Datos horarios de la demanda energética de agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración del distrito urbano. ii) Información técnica y económica de los equipos de las tecnologías presentes en la superestructura energética. iii) Precios de compra del gas natural y de compra/venta de electricidad. iv) Marco legal y económico. v) Restricciones del modelo matemático de optimización.

El modelo de optimización se ha implementado y resuelto con la aplicación LINGO [20]. La estructura óptima de equipos del sistema de trigeneración de distrito se muestra en la Fig. 2 del Anexo 2. Se compone de 4 módulos de cogeneración con motores de gas (mc), 3 enfriadoras de compresión mecánica (mf), 1 enfriadora de absorción de simple efecto ($abs1$), y 4 torres de refrigeración (tr) para evacuar el calor de las enfriadoras de agua y del intercooler de baja temperatura del motor. Incluye un acumulador de agua caliente con capacidad 1,38 MWh y un acumulador de agua fría con capacidad 4,40 MWh. No contiene calderas de ningún tipo ni enfriadoras de absorción de doble efecto. La Fig. 2 del Anexo 2 muestra también los flujos anuales de energía más importantes. La Tabla 1 del Anexo 2 resume los resultados correspondientes al diseño óptimo. La totalidad de la demanda anual de calor (ACS + calefacción) se atiende con el calor recuperado ($Q_{vap} + Q_{hw}$) de los motores de gas, dado que no se instalan calderas. El factor de utilización anual de los motores alcanza el 50,4%. Por contra, el 80,6% de la demanda de refrigeración se atiende con las enfriadoras mecánicas (con un factor de utilización del

5,0%), y el resto con la enfriadora de absorción (con un factor de utilización del 14,8%). Es decir, las enfriadoras de absorción atienden la carga base mientras que las enfriadoras mecánicas atienden la carga punta. A modo de ejemplo, la Fig. 15 muestra como se cubre la demanda de refrigeración un día típico laborable de Julio (Verano en Europa).

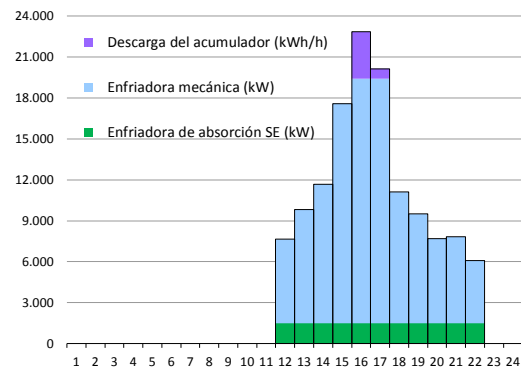


Fig. 15: Cobertura de la demanda de frío.

Los resultados óptimos se corresponden con la información asumida. Sin embargo, son sensibles a variaciones en los factores externos que condicionan el diseño. En este trabajo, la sensibilidad se entiende como la dependencia de la estructura del sistema y del coste total anual. Ramos [12] analiza el efecto de las condiciones financieras del proyecto, el precio del combustible, las condiciones de venta de electricidad a la red, etc.

4. Conclusiones

Se desarrolló una metodología para el análisis, síntesis y diseño de sistemas de cogeneración, con las características siguientes. (i) Toma en cuenta un gran número de factores de diseño (ii) Como método es flexible, porque permite: a) imponer la presencia/ausencia de una o varias tecnologías de producción de energía en la estructura productiva del sistema; b) imponer a los equipos la condición de encendido/apagado (on/off) y carga parcial/carga nominal en períodos de operación preestablecidos; c) analizar el interés de incluir acumuladores de energía térmica en la instalación; d) realizar la evaluación técnica y económica de las

alternativas de diseño bajo escenarios de precios de compra y/o venta de electricidad y tarifas con/sin discriminación horaria; y e) imponer restricciones para el cumplimiento de un rendimiento energético más exigente y valorar sus efectos.

5. Bibliografía

- [1] Li K, Priddy A. *Power Plant System Design*. Wiley, 1985.
- [2] Stoecker W. *Design of Thermal Systems*. McGraw-Hill, 1989.
- [3] El-Sayed YM. *The Thermoconomics of Energy Conversions*. Elsevier, 2003.
- [4] Horii S, Ito K, et al. *Optimal Planning of Gas Turbine Co-Generation Plants Based on MILP*. International Journal of Energy Research, Vol. 11, pp. 507-518, 1987.
- [5] Yokoyama R, Ito K, et al. *Development of a general-purpose optimal operational planning system for energy supply plants*. Journal of Energy Resources Technology, Vol. 116, N° 4, pp. 290-296, 1994.
- [6] Henning D. *MODEST - An Energy System Optimisation Model Applicable to Local Utilities and Countries*. Energy, Vol. 22, pp. 1135-1150, 1997.
- [7] Lozano MA. *Diseño óptimo de sistemas simples de cogeneración*. Información Tecnológica, Vol. 12, N° 4, pp. 53-58, 2001.
- [8] Lozano MA, Ramos J, et al. *Structure optimization of energy supply systems in tertiary sector buildings*. Energy and Buildings, Vol. 41, pp. 1063-1075, 2009.
- [9] Lozano MA, Ramos J. *Optimal cogeneration technology selection for residential and commercial buildings*. Cogeneration & Distributed Generation Journal, Vol. 25, N° 4, pp. 8-19, 2010.
- [10] Lozano MA, Ramos J, Serra L. *Cost optimization of the design of CHCP systems under legal constraints*. Energy, Vol. 35, pp. 794-805, 2010.
- [11] Chicco G, Mancarella P. *Distributed multi-generation: a compressive view*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, pp. 535-551, 2009.
- [12] Ramos J. *Optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial - comercial*. Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza, 2012. <http://zaguan.unizar.es/record/9901/>
- [13] Lozano MA, Ramos J. *Análisis energético y económico de sistemas simples de cogeneración*. Información Tecnológica, Vol. 18, N° 5, pp. 75-84, 2007.
- [14] Cardona E, Piacentino A. *A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas*. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 1665-1680, 2003.
- [15] Voorspools K, D'haeseleer W. *Reinventing hot water?: Towards optimal sizing and management of cogeneration. A case study for Belgium*. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1972-1981, 2006.
- [16] Lozano MA. *Cogeneración*. Apuntes de Tecnología Energética, Universidad de Zaragoza, 1998.
- [17] Biegler L, Grossmann I, Westerberg A. *Systematic Methods of Chemical Process Design*. Prentice Hall, 1997.
- [18] Seider W, et al. *Product and Process Design Principles*. Wiley, 2008.
- [19] Grossmann I, Caballero J, Yeomans H. *Advances in mathematical programming for the synthesis of process systems*. Latin American Applied Research, Vol. 284, N° 4, pp. 263-284, 2000.
- [20] LINGO. *The modeling language and optimizer*. Lindo Systems Inc., 2008.

Anexo 1

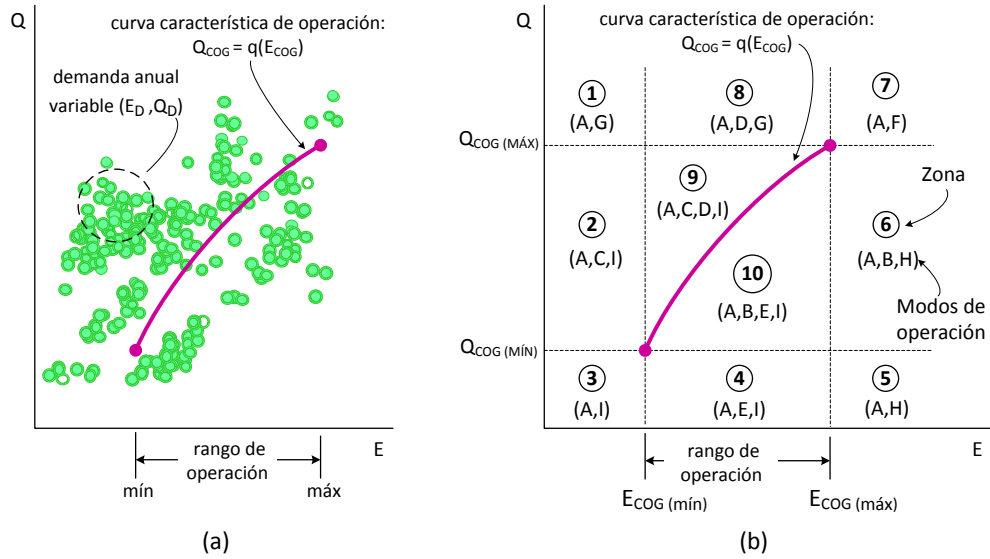


Fig. 1: Zonas y modos de operación de un sistema de cogeneración con demanda variable.

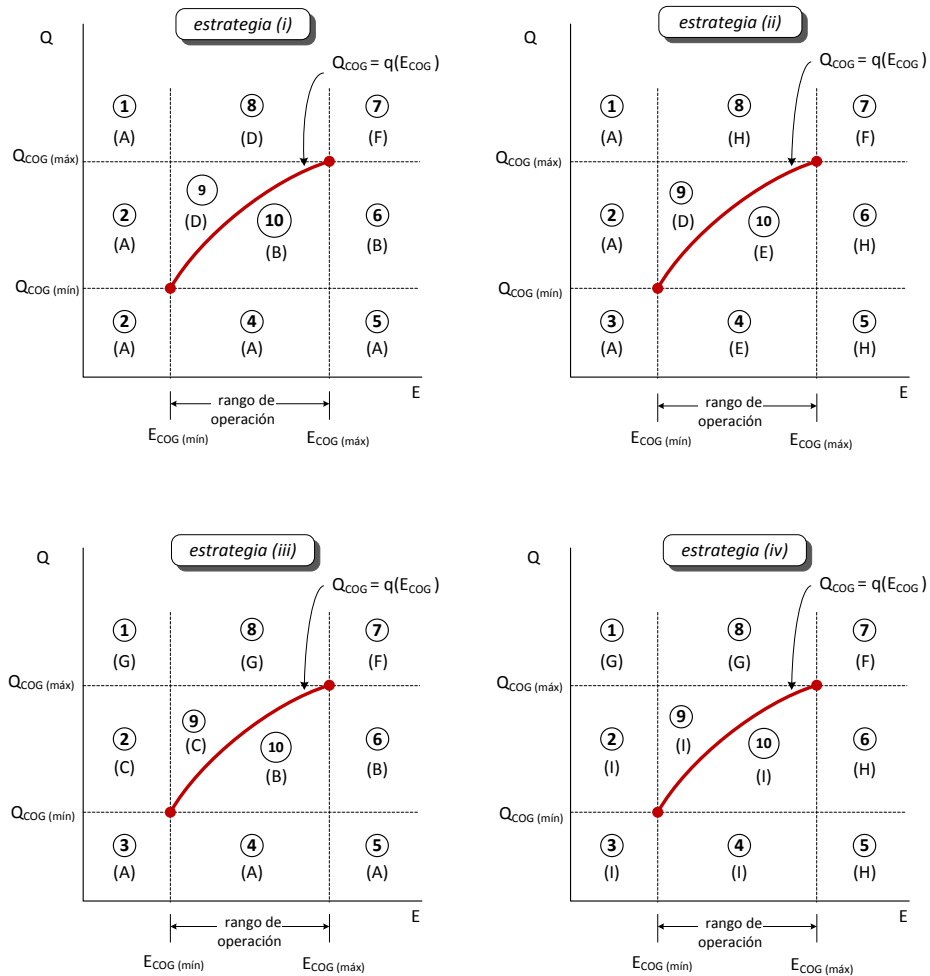


Fig. 2: Estrategias de operación de sistemas de cogeneración que atienden demandas variables.

Anexo 2

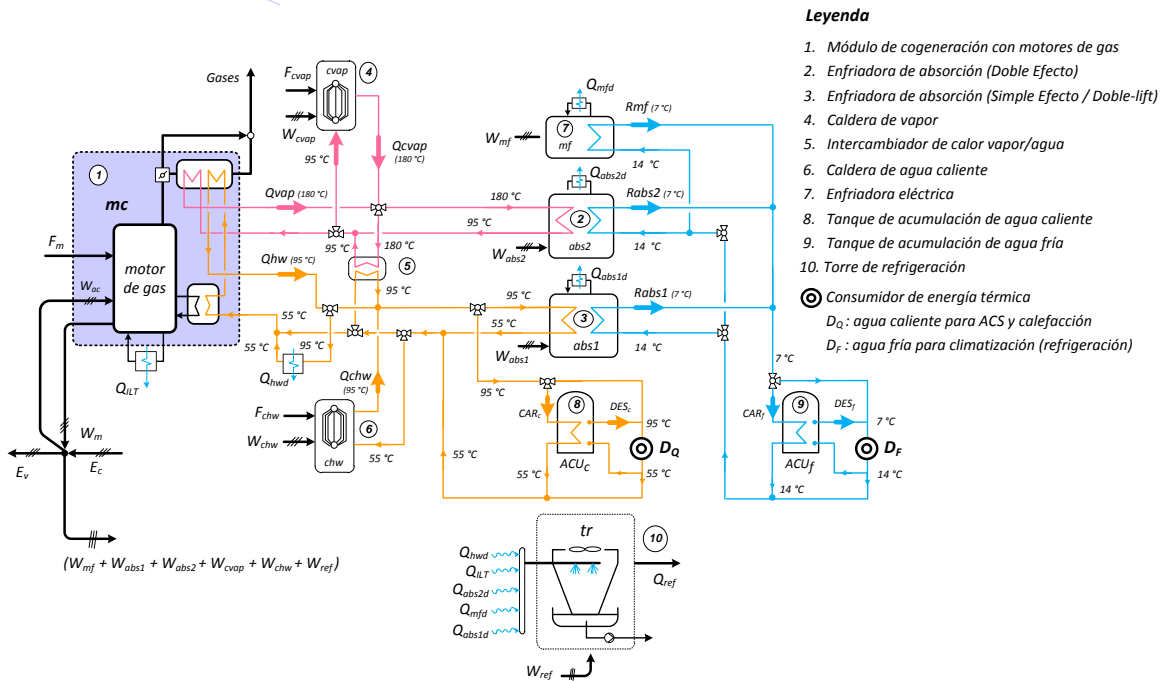


Fig. 1: Diseño conceptual de la superestructura energética.

Cuadro 1: Coste fijo.

$$C_{FIJO} = fam \cdot (1 + f_{CI}) \cdot \sum_j C_{INV}(j) \cdot P_{NOM}(j) \cdot NEq_{INS}(j)$$

Donde

- C_{FIJO} : coste total anual de inversión en equipos [€]
- j representa a la tecnología candidata j en la superestructura
- $NEq_{INS}(j)$ es el número de equipos instalados de la tecnología j
- $P_{NOM}(j)$ es la capacidad nominal del equipo de la tecnología j [kW]
- $C_{INV}(j)$ es el coste específico de inversión de la tecnología j [€/kW]
- f_{CI} es el factor de costes indirectos del proyecto
- fam es el factor de amortización y mantenimiento [año⁻¹]

$$fam = f_{RC} + f_{O\&M}$$

f_{RC} es el factor de recuperación de capital

$$f_{RC} = \frac{i \cdot (1 + i)^N}{(1 + i)^N - 1}$$

N es el número de años de vida útil de los equipos

i es el tipo de interés anual [año⁻¹]

$f_{O\&M}$ es el factor de gastos concernientes a la O&M de los equipos

Cuadro 2: Coste Variable.

$$C_{VAR} = \sum_d \sum_h t(d,h) \cdot \{c_{GN} \cdot F(d,h) + p_{EC}(d,h) \cdot E_C(d,h) - [p_{EV}(d,h) + c_{EF}] \cdot E_V(d,h)\}$$

Donde

- C_{VAR} es el coste variable anual asociado a la compra y venta de energía (en €/año)
- $t(d,h)$ es el número de días tipo d al año por la duración del periodo horario h (1 hora)
- c_{GN} es el precio del gas natural consumido (0,0320 €/kWh)
- $F(d,h)$ es el consumo de gas natural (en kW)
- $p_{EC}(d,h)$ es el precio de compra de la electricidad (en €/kWh)
 $p_{EC}(d,h) = p_{CE} \cdot f_{DHCE}(d,h)$
 $p_{CE} = 0,1322 \text{ €/kWh}$
 $f_{DHCE}(d,h)$ es el factor de discriminación horaria
- $E_C(d,h)$ es la compra de electricidad (en kW)
- $p_{EV}(d,h)$ es el precio de venta de la electricidad (en €/kWh)
 $p_{EV}(d,h) = p_{VE} \cdot f_{DHVE}(d,h)$
 $p_{VE} = 0,0829 \text{ €/kWh}$
 $f_{DHVE}(d,h)$ es el factor de discriminación horaria (voluntario)
- c_{EF} es el complemento por eficiencia (en €/kWh)
 $c_{EF} = f(c_{MP}, REE_{INS})$
 $c_{MP} = 0,0203 \text{ €/kWh}$ es el coste del gas natural como materia prima
 REE_{INS} es el rendimiento eléctrico equivalente de la instalación durante el año
- $E_V(d,h)$ es la venta de electricidad (en kW)

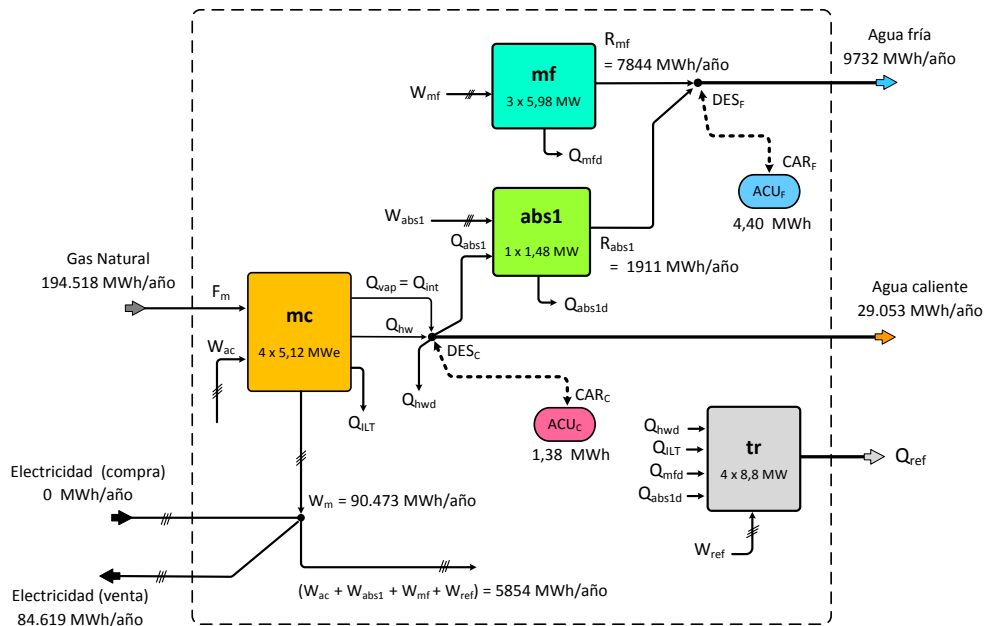


Fig. 2: Estructura óptima de equipos del sistema de trigeneración de distrito.

Tabla 1: Sistema de suministro energético óptimo – resumen de resultados.

| demanda energética | MWh/año | |
|---|-----------------|--------------------------|
| demanda de agua caliente | 29.053 | |
| demanda de agua fría | 9.732 | |
| estructura de equipos | cantidad | capacidad |
| motores de gas (mc) | 4 | 20,48 MW |
| calderas de vapor (cvap) | 0 | 0 |
| calderas de agua caliente (chw) | 0 | 0 |
| enfriadoras mecánicas (mf) | 3 | 17,93 MW |
| enfriadoras de absorción – simple efecto (abs1) | 1 | 1,48 MW |
| enfriadoras de absorción – doble efecto (abs2) | 0 | 0 |
| torres de refrigeración (tr) | 4 | 35,23 MW |
| acumulador de agua caliente (ACUc) | si | 1,38 MWh |
| acumulador de agua fría (ACUf) | si | 4,4 MWh |
| producción de los equipos | MWh/año | utilización (%) |
| motores de gas (mc) | 90.473 | 50,4 |
| calderas de vapor (cvap) | 0 | 0 |
| calderas de agua caliente (chw) | 0 | 0 |
| enfriadoras mecánicas (mf) | 7.844 | 5,0 |
| enfriadoras de absorción – simple efecto (abs1) | 1.911 | 14,8 |
| enfriadoras de absorción – doble efecto (abs2) | 0 | 0 |
| indicadores de eficiencia energética | MWh/año | % |
| rendimiento eléctrico equivalente (REE) | | 56,5 |
| rendimiento energético global (RG) | | 62,4 |
| ahorro de energía primaria (PES) | 18.813 | 8,8 |
| <i>inversión en equipos</i> | | 21.065.988 € |
| coste anual de capital | | 3.159.898 €/año |
| consumo de gas natural | 194.518 MWh/año | 6.224.567 €/año |
| electricidad comprada | 0 | 0 €/año |
| electricidad vendida | 84. 619 MWh/año | - 8.848.522 €/año |
| complemento por eficiencia | | - 91.087 €/año |
| facturación anual de energía | | - 2.715.042 €/año |
| <i>coste total anual</i> | | 444.858 €/año |

CV de los autores



Miguel Angel Lozano (1957) es profesor titular del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza desde 1982. Ha dictado cursos de *Termodinámica*, *Tecnología energética*, *Sistemas avanzados de producción de energía* y *Optimización de sistemas energéticos*, etc. Es ingeniero industrial, especialidad química, por la ETSII de Barcelona (1981) y recibió su doctorado en ingeniería industrial por la Universidad de Zaragoza (1987) con Premio Extraordinario. Su trabajo sobre la teoría del coste exergético fue reconocido con dos Edward F. Obert Award de ASME (1986 y 1987). Forma parte del grupo de investigación en Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (GITSE-I3A). Su tema de investigación es la mejora del rendimiento energético de los sistemas térmicos mediante técnicas de optimización, análisis exergético y termoeconómico. Los campos de aplicación son: síntesis de procesos y sistemas energéticos, diseño óptimo de plantas de cogeneración y trigeneración, evaluación de sistemas de “district heating and cooling”, integración de las energías renovables en el sistema energético, etc. El Dr. Lozano ha servido como consultor para la administración y para diversas empresas y organizaciones. Es miembro de AIChE, ASHRAE y ASME.



José Ramos (1966) es ingeniero de proyectos en el Área de Minería e Industria de CESEL Ingenieros S.A. Es Doctor en Ingeniería Térmica Avanzada y Optimización Energética por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza (2012), e ingeniero mecánico por la Universidad Nacional de Ingeniería de Perú (1994). En España (2004-2012), ha prestado servicios de consultoría en Cogeneración, y Ciclos Combinados para empresas del sector industrial. En Perú (1994-1998), desarrolló su actividad profesional como ingeniero de planta y consultor en las empresas Pipe Service Internacional Inc, Balones Andinos e Intermediate Technology Development Group. En Perú (1996-1998), fue profesor de *Economía de la energía* y *Turbomáquinas Hidráulicas* en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNI (Lima-Perú). En España (2002-2008), impartió docencia en *Tecnología Energética* y *Termodinámica* en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza. También impartió docencia en cursos de postgrado sobre *Turbinas de gas* y *ciclos combinados*, *Cogeneración*, *District Heating* y *Producción de frío e Instalaciones energéticas para edificios*. Formó parte (1998-2012) del grupo de investigación en Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (GITSE-I3A) de la Universidad de Zaragoza. Sus temas de interés se centran en la optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración, trigeneración, district heating & cooling y ciclos combinados.



Jorge García (1981) es Ingeniero Mecánico Electricista por la Universidad Nacional de Ingeniería (2007). Desde 2007 desarrolla su actividad profesional en Desarrollo y Gestión de proyectos en Ingeniería en las áreas de Energía, Minería y Medio Ambiente en la empresa CESEL Ingenieros S.A. Tuvo participación destacada como Líder de Disciplina en Proyectos Mecánicos, jefe del grupo de Desarrollo de aseguramiento de calidad usando Software 3D – PDMS, y como Coordinador de proyectos en el Área de Minería e Industria. Asimismo, ha recibido cursos de postgrado y Maestría en Gerencia de Proyectos Electromecánicos en la Universidad Nacional de Ingeniería de Perú.