



**SISTEMAS AVANZADOS DE MICROTRIGENERACIÓN CON  
MICROTURBINAS DE GAS Y ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN CON  
DISIPACIÓN POR AIRE**  
**Marta Moya Arévalo**

**ISBN:**  
**Dipòsit Legal: T-1260-2011**

**ADVERTIMENT.** La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del servei TDX ([www.tesisenxarxa.net](http://www.tesisenxarxa.net)) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual únicament per a usos privats emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

**ADVERTENCIA.** La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del servicio TDR ([www.tesisenred.net](http://www.tesisenred.net)) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual únicamente para usos privados enmarcados en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio TDR. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

**WARNING.** On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the TDX ([www.tesisenxarxa.net](http://www.tesisenxarxa.net)) service has been authorized by the titular of the intellectual property rights only for private uses placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading and availability from a site foreign to the TDX service. Introducing its content in a window or frame foreign to the TDX service is not authorized (framing). This rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.

Marta Moya Arévalo

**Sistemas avanzados de  
microtrigeneración con microturbinas de  
gas y enfriadoras por absorción con  
disipación por aire**

Tesis Doctoral

dirigida por el Dr. Joan Carles Bruno  
y el Prof. Dr. Alberto Coronas  
Departamento de Ingeniería Mecánica



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona

2011





UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI  
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA  
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).  
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

Los abajo firmantes, Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Universidad del Área de Máquinas y Motores Térmicos y Dr. Joan Carles Bruno, Profesor Agregado, del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona

HACEN CONSTAR:

Que el trabajo titulado: “SISTEMAS AVANZADOS DE MICROTRIGENERACIÓN CON MICROTURBINAS DE GAS Y ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN CON DISIPACIÓN POR AIRE” presentado por la Sra. Marta Moya Arévalo para optar al grado de Doctora de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER – Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili,

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias realizadas por dicha doctoranda.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento.

Tarragona, 24 de Enero de 2011



## Agradecimientos

Ante todo quisiera agradecer el soporte que me han ofrecido todas las personas que me han ayudado, guiado y animado a la realización de esta tesis. En primer lugar, quiero expresar un profundo agradecimiento a mis directores de tesis: al Prof. Dr. Alberto Coronas por haberme dado la oportunidad de entrar a formar parte del grupo de investigación de ingeniería térmica aplicada en un momento muy importante de mi vida; haberme guiado en la realización de esta tesis con su saber científico y sus consejos y ofrecido las oportunidades de asistir y participar en conferencias y proyectos europeos y al Dr. Joan Carles Bruno, por su comprensión y ayuda en la dirección de la tesis y sus recomendaciones y apoyo en los momentos de más necesidad. A nivel profesional agradecer también a todos los compañeros del grupo de investigación en ingeniería térmica aplicada CREVER que han colaborado en esta tesis tanto directa como indirectamente, en concreto, a Joaquín Rodríguez Carabias por su apoyo y ayuda en la parte de las pruebas en el banco de ensayos.

Quiero agradecer también las ayudas tanto económicas como de soporte y colaboración recibidas por organismos públicos y empresas privadas para la consecución de este proyecto, en concreto al Ministerio de Industria, Comercio y Turismo de España en el marco del plan nacional RDI con el proyecto TRIGENED, ENE2006-15700-C02-01/CON, y en especial al Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Bilbao por su compromiso y participación conjunta; al Instituto Catalán de Energía (ICAEN) y al Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) por sus ayudas económicas que permitieron en un momento difícil del proyecto poder viabilizar la adquisición, fabricación y montaje del sistema de trigeneración y finalmente a la Unión Europea en el programa marco FP7 con el proyecto europeo HEGEL (High Efficiency polyGEneration appLications) (contract nº20153) y los colaboradores del proyecto, principalmente al Politecnico di Torino (Italia) por su soporte en la instrumentación y valoración del sistema de trigeneración, a Tekniker (Eibar) por las pruebas realizadas para diferentes aceites térmicos, a REPSOL YPF por su ayuda en el asesoramiento y suministro del aceite térmico y en especial a la compañía Cofely-GDF Suez por su compromiso con el proyecto en un momento crítico y por la ayuda en la gestión de la instalación en la central generadora Central Fòrum junto con la empresa Districlima y todo su personal.

Y finalmente, a nivel personal, agradecer a mi marido Ricardo y mis dos hijos, Iker y Arnau, la comprensión, ayuda, motivación y tiempo que me han estado ofreciendo durante estos años y a mis padres Julio y Carmen y a mi hermana Maria por haberme dado la oportunidad de aprender tanto en la vida, por no haberme dado todo lo que les pedía y haberme enseñado a valorar las cosas y a pensar por mí misma, por haberme querido y apoyado siempre. Gracias

## Resumen

En esta tesis se caracteriza un sistema de microtrigeneración avanzado integrado por una microturbina de gas con enfriadoras por absorción con disipación por aire y una caldera de recuperación de agua caliente, con el objetivo de analizar el cumplimiento del requerimiento de alta eficiencia en aplicaciones de edificios del sector residencial y terciario.

El sistema de trigeneración analizado consiste en una microturbina de gas de 28 kW nominales, que utiliza el calor residual de los gases de escape a alta temperatura para calentar aceite térmico para la producción de agua fría con enfriadoras por absorción condensadas por aire y/o la producción de agua caliente para calefacción, y ACS con una caldera de recuperación de calor.

En la primera parte de la tesis se visualiza el escenario energético mundial actual y se identifican los sistemas de eficiencia energética (cogeneración y trigeneración) como una de las principales tecnologías a promover en materia energética. Entre las tecnologías en fase de desarrollo o ya existentes en el mercado se evalúan las adecuadas para integrarse en el sistema de microtrigeneración analizando las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas.

En la modelización y cálculo de prestaciones de la configuración óptima del sistema de microtrigeneración propuesto a nivel teórico, se genera una potencia eléctrica de 27,5 kW, una potencia de refrigeración de 26,5 kW con dos enfriadoras por absorción conectadas en serie y accionadas térmicamente mediante aceite como fluido térmico y una potencia térmica de 29 kW, y con uno rendimiento eléctrico y una eficiencia global de 24,2% y 73,4% respectivamente. A partir del modelo, se determinan las prestaciones para distintas condiciones ambientales y operando a distintos niveles de carga.

El sistema de microtrigeneración propuesto fue construido y ensayado posteriormente en el banco de pruebas multifuncional del grupo de investigación CREVER, para diferentes condiciones de operación mediante la variación de la potencia eléctrica producida por la microturbina, de la temperatura del aire exterior para condensación de la enfriadora por absorción, de la temperatura del agua fría producida por la enfriadora por absorción y del caudal del circuito de aceite térmico. Las prestaciones del sistema en función de los resultados del banco de ensayos a una temperatura ambiente de 15°C, un caudal de aceite térmico de 2200 l/h y una temperatura de salida del agua fría de 8°C fueron de 23kW de

producción eléctrica, 13,52 kW de capacidad de refrigeración y 25,5 kW de capacidad de calor, con un rendimiento eléctrico del 21,4% y una eficiencia global del 58%.

Para obtener resultados del sistema de microtrigeneración operando en una aplicación real de forma continua, este sistema se instaló en una planta de generación de energía conectada a una red de distribución de calor y frío en Barcelona para el autoconsumo interno del edificio de control de la planta. La producción energética anual a partir de los datos obtenidos ofrece los siguientes resultados: 209 MWh de energía eléctrica, 242,6 MWh de energía térmica y 136,5 MWh de refrigeración.

Con los datos obtenidos en el banco de ensayos y en el edificio Central Fòrum, se ha estudiado la idoneidad de la aplicación del sistema de microtrigeneración en los sectores terciario y residencial. Los resultados muestran que la integración del sistema en edificios residenciales de gran tamaño y en hoteles medianos son adecuados a la producción del sistema de trigeneración. En el edificio residencial se cubre aproximadamente el 87% de la demanda de calor y el 15% de la demanda de frío del edificio mientras que en el hotel mediano se cubre el 97% de la demanda de calor y el 40% de la demanda de frío, exportando el 100% de la energía eléctrica producida a la red.

Finalmente, se analiza el ahorro de energía primaria valorado en función de diferentes metodologías con valores de 10,5% según la Directiva Europea (2004/8/EC) o de 28% respecto a sistemas convencionales según el AEPT. El análisis económico se ha realizado mediante el método simplificado del coste de recuperación de la inversión inicial (pay-back) siendo de aproximadamente entre 6 y 7 años y mediante los métodos dinámicos del cálculo del VAN y TIR, con valores de la TIR superiores al 8%. La reducción de emisiones alcanzado con el sistema de microtrigeneración es de alrededor de 17 tCO<sub>2</sub>/año, con respecto a sistemas convencionales. En esta tesis se concluye que la configuración del sistema de trigeneración analizado es un sistema de alta eficiencia y por lo tanto se considera una alternativa real para el suministro de energía en edificios.

## Abstract

This thesis presents a microtrigeneration system with a microgas turbine, air-cooled absorption chillers and a boiler in order to analyze whether it meets the requirement of high efficiency in residential building applications as well as tertiary sector.

The trigeneration system consists of a micro gas turbine of 28 kW in which the exhaust gases heat the thermal oil to produce cooling with air-cooled absorption chillers and/or hot water for heating and DHW.

The first part of the thesis displays the current global energy scenario and outlines the energy efficient systems (cogeneration and trigeneration) as one of the main strategies to follow in the energy sector. The development of energy efficient technologies or already commercialized ones are evaluated to be integrated in the trigeneration system, analysing the advantages and disadvantages among each of them.

The modelling and calculation performance of the proposed microtrigeneration system is determined on a basis of the nominal data of the manufacturers with a net power of 27,5 kW, a cooling power of 26,5 kW with two air-cooled absorption chillers connected in serial activated with thermal oil and a heating power of 29 kW. The efficiencies are around 24,2% and 73,4% for electrical and global respectively. The model performance defines the operation of the system for different ambient temperatures and operating at partial load.

The proposed trigeneration system was built and tested in the CREVER multifunctional test bench for different operating conditions by varying the output power produced by the micro gas turbine, the external air temperature for the absorption chiller, the chilled water at the absorption chiller output and the mass flow of the thermal oil circuit. The performance of the system using the results of the test with an ambient temperature of 15°C, a thermal oil flow of 2200 l/h and a chiller water temperature of 8°C were: 23kW of output power, 13,52 kW of cooling and 25,5 kW of heat, with an electrical efficiency of 21,4% and a total efficiency of 58%.

In order to validate results of the trigeneration system working in a real application in a continuous mode, it was installed in a power generation plant connected to a district heating and cooling in Barcelona for the internal consumption of the building. The annual energetic production using the data obtained shows the following results: 209 MWh of electric power, 242,6 MWh of thermal energy and 136,5 MWh of cooling.

With the data obtained in the test bench and in the Central Forum Building, the viability of the integration of the microtrigeneration system in tertiary and residential sectors has been studied. Results show that the integration of the system in large residential building and medium size hotels are suitable for the trigeneration system production. In the residential building it covers approximately 87% of heating demand and 15% of cooling demand while the medium hotel is covering 97% of heating demand and 40% of cooling demand. Finally, the primary energy savings are analysed for different methodologies with values around 10,5% according to the European Directive or around 28% compared to a low efficiency conventional system. The economic energetic saving shows a payback between 6 and 7 years and internal rate of return (IRR) higher than 8%. The emission reduction is around 17 tCO<sub>2</sub>/year compared with conventional systems.

Finally the conclusions verify the high efficiency of the microtrigeneration system and confirm this system as a real alternative for the energy production in the building sector

## Publicaciones

### Publicación en revistas científicas:

- Moya M., Bruno J.C., Eguía P., Torres E., Zamora I., Coronas A. Performance analysis of a trigeneration system based on a micro gas turbine and an air cooled, indirect fired ammonia-water absorption chiller. *Applied Energy*. En revision (Nº Ref.: APEN-D-11-00001).
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Energy analysis of Microtrigeneration configurations using a micro gas turbine and air cooled absorption chillers activated with thermal oil. *Energy*. En preparación.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Energy performance analysis and modelling of a microtrigeneration system with an air cooled absorption chiller integrated in a demonstration building. *Applied Energy*. En preparación.

### Comunicaciones a Congresos y Conferencias:

- Moya M., Muñecas-Vidal M., Martínez D., Bruno J.C., Coronas A. Experimental analysis of an LPG microgasturbine and an air-cooled ammonia-water absorption chiller for building trigeneration applications. 23rd World LP gas Forum – 2010 AEGPL Congress – 25th AIGLP conference. Septiembre 2010.
- Eguía P., Zamora I., Torres E., San Martín J.I., Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Modelling and Simulation of a Microturbine Turing Transient Events. International Conference on Renewable Energies and Power Quality – ICREPQ'10. Granada, Marzo 2010.
- Ortega J., Moya M., Marimón M.A., Bruno J.C., Coronas A. Sistemas avanzados de refrigeración por absorción para edificios y redes de distrito de frío y calor. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío – CYTEF. Castellón, Septiembre 2009.
- Moya M., Eguía P., Torres E., Zamora I., Martínez D., Marimon M.A., Bruno J.C.,

- Coronas A., Modelling and experimental analysis of a trigeneration system with a microturbine and an indirect fired absorption chiller driven by exhaust gases. 50th Conference on Simulation and Modelling – Modelling and Simulation of Energy Technology. Dinamarca 2009.
- Martínez D., Moya M., Rodríguez J., Bruno J.C., Coronas A., Modelización del funcionamiento de una enfriadora de absorción de accionamiento indirecto y condensación por aire. VI Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Córdoba, Junio 2009.
  - Moya M. Hegel Project: High efficiency polygeneration applications. 12th conference gives energy efficiency a chance. Lisboa, Noviembre 2008.
  - Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Integration of trigeneration Technologies in buildings. ProEcoPolyNet Cogen. Abril 2008.
  - Rodriguez-Carabias J., Moya M., Bruno J.C., Coronas A., Distributed solar air conditioning concept for residential district heating and cooling Networks. 1r Congress Air-Conditioning. Tarragona, Octubre 2007.

### **Participación en proyectos:**

- HEGEL - High Efficiency polyGEneration applications. Entidad: Comisión Europea Programa marco FP6 - 6.1 Sustainable Energy. Código concesión: TREN/05/FP6EN/S07.56687/020153. Período: 2006-2010. Investigador principal: Prof. Dr. Alberto Coronas.
- TRIGENED – Optimización del Diseño Integral y de la Gestión Energética de Sistemas Avanzados de Microtrigeneración en Edificios. Entidad: Plan Nacional de I+D+I. Código concesión: ENE2006-15700-C02-01/CON. Período: 10/2006 – 09/2009. Investigador principal: Prof. Dr. Alberto Coronas
- ENESME – Energy Efficiency for EU SME’s Investigador principal: Alberto Coronas Período: 2009 – 2011.
- Convenio de colaboración entre el Instituto Catalán de Energía (ICAEN), el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) y la Universitat Rovira i Virgili para la realización del subproyecto de demostración de microtrigeneración MTA en el

marco del proyecto europeo Hegel.

- Convenio de colaboración entre la fundación URV y la empresa Cofely GDF España, S.A.U. para la realización de un proyecto de demostración de un sistema de microtrigeneración de alta eficiencia con una microturbina de gas.

## Informes

- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Deliverable 4.6 Report on MTA experimental characterisation & assessment (incl. common tests). FP7 6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Febrero 2010.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Deliverable 4.3 Refined MTA demonstration plant and controls. FP7 6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Febrero 2010.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Guide for renewable energy. ENESME – Energy Efficiency for EU SME’s. Septiembre 2009
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Deliverable 3.2.2 Report including the design of the application and installation. FP7 6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Julio 2009.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Deliverable 3.2.1 Demonstration plant of the integrated MTA trigeneration system. FP7 6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Junio 2009.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Deliverable 1.2.2 Report on MTA Building Audit. FP7 6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Marzo 2007.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Deliverable 1.2.1 System Analysis & TEch. Spec. MTA. FP7 6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Octubre 2006.
- Moya M., Bruno J.C., Coronas A., Informe a 30/04/09-R01 del Convenio de colaboración ICAEN-URV del Proyecto de demostración MTA-HEGEL



## Lista de abreviaturas

<i>ACS</i>		- <i>Agua caliente sanitaria</i>
<i>CG</i>		- <i>Generación centralizada</i>
<i>CHCP</i>		- <i>Producción combinada de frío y calor</i>
<i>COP</i>		- <i>Coeficiente de operación</i>
<i>cp</i>	[kJ/kgK]	- <i>Capacidad calorífica específica</i>
<i>DE</i>		- <i>Energía descentralizada</i>
<i>m</i>	[kg/s]	- <i>Caudal másico</i>
<i>MAB</i>		- <i>Máquina de refrigeración por absorción</i>
<i>MACI</i>		- <i>Motores Alternativos de Combustión Interna</i>
<i>MTG</i>		- <i>Microturbina de gas</i>
$\eta_e$	[%]	- <i>Rendimiento eléctrico</i>
$\eta_{be1}$	[%]	- <i>Eficiencia térmica del intercambiador de calor gases de escape/aceite térmico</i>
$\eta_{cr}$	[%]	- <i>Eficiencia térmica de la caldera de recuperación de calor</i>
$\eta_t$	[%]	- <i>Rendimiento energético global</i>
<i>PCC</i>	[kW]	- <i>Potencia térmica de combustión</i>
$Q_c$	[kW]	- <i>Potencia térmica de la caldera de recuperación de calor (gases de escape-agua)</i>
$Q_f$	[kW]	- <i>Potencia de refrigeración de la unidad de refrigeración por absorción</i>
$Q_g$	[kW]	- <i>Potencia térmica del intercambiador de aceite térmico (gases de escape/aceite térmico)</i>
$T_a$	[°C]	- <i>Temperatura ambiente</i>
$T_{afs}$	[°C]	- <i>Temperatura del agua fría producida</i>
$T_{afe}$	[°C]	- <i>Temperatura del agua fría de retorno a la enfriadora por absorción</i>
$T_c$	[°C]	- <i>Temperatura de la cámara de climatización</i>
$T_{ge}$	[°C]	- <i>Temperatura de los gases de escape de la microturbina</i>
$T_{gs}$	[°C]	- <i>Temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor (gases de escape-aceite térmico)</i>
$T_{gs2}$	[°C]	- <i>Temperatura de gases de escape a la salida de la caldera de recuperación de calor (gases de escape-agua)</i>
$T_{afs}$	[°C]	- <i>Temperatura del agua caliente a la salida de la caldera de recuperación de calor</i>
$T_{afe}$	[°C]	- <i>Temperatura del agua caliente a la entrada de la caldera de recuperación de calor</i>
$T_{as}$	[°C]	- <i>Temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de calor</i>
$T_{ae}$	[°C]	- <i>Temperatura del aceite térmico a la entrada del intercambiador de calor</i>
<i>V</i>		- <i>Válvulas</i>
$v_a$	[l/h]	- <i>Caudal de aceite térmico</i>

$W_e$	[kW]	- Potencia eléctrica
$W_l$	[kW]	- Consumo eléctrico del sistema de trigeneración formado por la bomba de aceite y los ventiladores de la microturbina. Nota: no se contempla el consumo eléctrico de la unidad de absorción.
$W_z$	[kW]	- Producción eléctrica del sistema de trigeneración excluyendo el consumo de los equipos eléctricos (unidad de refrigeración por absorción, bomba de aceite y ventiladores de la microturbina)

## Índice de figuras

Figura 1-1. Consumo energético mundial, histórico 1960-2009 y proyecciones 2009-2035.....	1-2
Figura 1-2. Uso de energía a nivel mundial según tipo de combustible, 1990-2035 .....	1-3
Figura 1-3. Reservas mundiales de combustibles fósiles .....	1-4
Figura 1-4. Emisiones de CO <sub>2</sub> , histórico 1960-2008 y proyecciones 2009-2035. ....	1-5
Figura 1-5. Precio del petróleo, histórico 1988 – 2010 y proyecciones 2011 – 2035.....	1-6
Figura 1-7. Estructura de la generación eléctrica en la península 2009 y de Enero a Abril 2010 .....	1-11
Figura 1-8. Ahorro en costes de capital de la GD en comparación con la GC .....	1-13
Figura 1-9. Comparativa de un ejemplo de cogeneración con un sistema convencional. ....	1-16
Figura 1-10. Diagrama de un sistema de trigeneración. ....	1-17
Figura 1-11. Poligeneración con desalación. ....	1-19
Figura 1-12. Planta de Poligeneración para tratamiento de aguas residuales .....	1-19
Figura 1-14. Tecnologías de microtrigeneración.....	1-26
Figura 1-15. Comparación del rendimiento eléctrico entre la MTG de 60 kW operando con propano y con gas natural por la Universidad de Maryland .....	1-38
Figura 1-16. Sistema de microtrigeneración con MTG y enfriadora por absorción de amoníaco-agua accionando directamente con los gases de escape en California. ....	1-39
Figura 1-17. Sistema de microtrigeneración con MTG de 100 kW y enfriadora por absorción de 98 kw accionados térmicamente con agua caliente como fluido térmico en el Politécnico de Turín . .....	1-40
Figura 1-18. Unidades instaladas en Europa del motor de combustión de pequeña potencia (5,5 kW) Dachs.....	1-41
Figura 1-19. Microturbinas instaladas en la Península Ibérica. ....	1-42
Figura 1-20. Instalaciones de energías renovables y cogeneración en Régimen Especial en España (RD661/2007) - (20/05/10). ....	1-43
Figura 1-21. Capacidad eléctrica de las instalaciones de energías renovables y cogeneración en Régimen Especial en España (RD661/2007) - (20/05/10). ....	1-43
Figura 1-22. Instalaciones en Régimen Especial en España según tamaño (20 Mayo 2010).....	1-44
Figura 1-23. Capacidad eléctrica instalada en Régimen Especial en España según tamaño (20 Mayo 2010). ....	1-44
Figura 1-24. Instalaciones de cogeneración en España en Régimen Especial por combustible (RD661/2007) - (20/05/10) .....	1-45
Figura 2-28. Potencia de refrigeración de la enfriadora por absorción de amoníaco agua PSC 12 (Pink) para diferentes temperaturas de refrigeración con una temperatura de impulsión y retorno de agua fría de 6°C/12°C [Fuente Solarnext]. ....	2-5

Figura 2-29. Microturbina Capstone C30 acoplada a 8 enfriadoras por absorción agua-LiBr de 3,5 kW condensadas por aire de simple efecto activadas con agua caliente a 90°C (Rotartica).....2-9

Figura 2-30. Microturbina C30 acoplada a una enfriadora por absorción de amoníaco-agua condensada por aire activada con agua caliente a 90°C (PSC 12 - Pink). ..... 2-10

Figura 2-31. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en paralelo, activadas térmicamente mediante aceite térmico ..... 2-11

Figura 2-32. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie, activadas térmicamente mediante aceite térmico ..... 2-12

Figura 2-33. Microturbina C30 acoplada a una enfriadora por absorción ClimateWell 10 discontinua de triple fase condensada por aire. .... 2-13

Figura 2-34. Microturbina C30 acoplada a una enfriadora Robur ACF 60-00 activada térmicamente mediante aceite térmico..... 2-16

Figura 2-35. Esquema del sistema de trigeneración ..... 2-17

Figura 2-39. Distribución de los flujos del intercambiador de calor de flujo cruzado (gases de escape -aceite térmico).....2-23

Figura 2-40. COP de la unidad de refrigeración accionada con aceite térmico ACF 60-00 TK a diferentes temperaturas ambientes con un caudal de aceite térmico de 2000 l/h.....2-26

Figura 2-41. Potencia de refrigeración de la unidad de refrigeración por absorción ACF 60-00 activada indirectamente con aceite térmico para diferentes temperaturas ambientes con un caudal constante de aceite térmico de 2000 l/h.....2-26

Figura 2-42. Distribución de los flujos del intercambiador de calor de flujo cruzado (gases de escape-aceite térmico).....2-27

Figura 2-43. Potencia térmica ( $Q_g$ ), caudal del aceite térmico ( $V_a$ ), eficiencia térmica del intercambiador de aceite ( $\eta_{he}$ ) potencia de refrigeración ( $Q_f$ ), COP y eficiencia global ( $\eta_t$ ) del sistema de trigeneración en función de la temperatura de activación del aceite térmico. Con la configuración de la MTG con dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en paralelo. .... 2-29

Figura 2-44. Potencia térmica ( $Q_g$ ), caudal del aceite térmico ( $V_a$ ), eficiencia térmica del intercambiador de aceite ( $\eta_{he}$ ) potencia de refrigeración ( $Q_f$ ), COP y eficiencia global ( $\eta_t$ ) del sistema de trigeneración en función de la temperatura de activación del aceite térmico. Con la configuración de la MTG con dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie ..... 2-30

Figura 2-45. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en paralelo activada térmicamente mediante aceite térmico..... 2-31

Figura 2-46. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie activada térmicamente mediante aceite térmico ..... 2-32

Figura 2-47. Potencia térmica del intercambiador de aceite térmico en función de su eficiencia

térmica.....	2-33
Figura 2-48. Diseño esquemático del sistema de trigeneración integrado por la MTG y una enfriadora por absorción amoníaco-agua condensada por aire.....	2-34
Figura 2-49. Producción energética del sistema de trigeneración a partir del modelo teórico.....	2-36
Figura 2-50. Producción de frío y calor del sistema de trigeneración a carga parcial (temperatura ambiente de 15°C, temperatura de agua fría de 8°C, temperatura de entrada de agua caliente de 70°C y una temperatura mínima de entrada del aceite térmico a la enfriadora por absorción de 170°C).....	2-37
Figura 2-51 – Ahorro de energía primario del sistema de trigeneración para diferentes escenarios de eficiencia de los sistemas convencionales (tabla 2-8).....	2-44
Figura 2-52. Ahorro de energía primario para producción de frío y calor del sistema de trigeneración para diferentes escenarios de eficiencia de los sistemas convencionales según Henning. ....	2-46
Figura 3-1. Diagrama de bloques del sistema de microtrigeneración. ....	3-2
Figura 3-2. Mapa conceptual del procedimiento para el diseño del sistema de microtrigeneración.	3-3
Figura 3-12. Esquema de la microturbina con el control eléctrico DPC.....	3-15
Figura 3-13. Ciclo termodinámico en modo de refrigeración de una unidad de refrigeración por absorción Robur de amoníaco-agua activada térmicamente.....	3-18
Figura 3-14. Caldera de recuperación de calor para ACS integrada en el paquete original de la microturbina. ....	3-19
Figura 3-15. Densidad del aceite térmico para diferentes temperaturas.....	3-22
Figura 3-16. Imagen del intercambiador de aceite en el momento de la entrega en junio del 2008.	3-24
Figura 3-17. Tubos circulares con aletas circulares del intercambiador de calor gases de escape - aceite térmico. ....	3-24
Figura 3-18. Foto de la parte superior del intercambiador de calor de aceite térmico.....	3-25
Figura 3-19. Dimensiones del tubo y aletas circulares del intercambiador de calor. ....	3-25
Figura 3-20. Diseño del intercambiador de calor de aceite en 3D. ....	3-26
Figura 3-21. Dibujo de la entrada y salida del aceite térmico para cada batería del intercambiador de aceite.....	3-27
Figura 3-22. Vista exterior del intercambiador de calor de aceite ya montado en la estructura de sujeción.....	3-27
Figura 3-23. Esquema del.....	3-31
sistema de trigeneración. ....	3-31
Figura 3-24. Instalación de las válvulas de bola en el sistema de trigeneración. ....	3-33
Figura 3-25. Bomba centrífuga NTT con base diseñada hasta PN16. ....	3-34
Figura 3-26. Imagen de la bomba de aceite térmico instalada en el sistema de trigeneración. ....	3-35
Figura 3-27. Vista exterior del depósito de expansión para aceite térmico.....	3-36
Figura 3-28. Esquema del depósito de expansión de 100 litros para aceite térmico.....	3-36

Figura 3-29. Situación del depósito de expansión en la parte superior de la instalación.....	3-37
Figura 3-30. Conexión de la derivación del depósito de expansión con el circuito de aceite. ....	3-37
Figura 3-31. Filtro Y PN64 instalado en el circuito de aceite térmico. ....	3-38
Figura 3-32. Interior de las válvulas de bola y de globo. Fuente: TLV CO, LTD [] .....	3-39
Figura 3-33. Instalación de las válvulas de paso en el circuito de aceite. ....	3-39
Figura 3-34. Conexión de los elementos de seguridad del sistema de trigeneración al armario eléctrico y control de la microturbina. ....	3-40
Figura 3-35. Presostato circuito gases de escape instalado a la salida de la microturbina .....	3-41
Figura 3-36. Presostato circuito de aceite térmico instalado en el sistema de trigeneración.....	3-42
Figura 3-37. Instalación de la válvula de seguridad en el circuito de aceite térmico .....	3-44
Figura 3-38. Sistema de trigeneración diseñado en 3D.....	3-45
Figura 3-39. Conducción de gases de escape a la salida de la microturbina de gas .....	3-45
Figura 3-40. Secuencia de la fabricación y montaje del sistema de trigeneración.....	3-47
Figura 3-41. Configuración del sistema en modo trigeneración ( $V_c$ cerrada). ....	3-48
Figura 3-42. Configuración del sistema en modo cogeneración ( $V_A$ y $V_B$ cerradas).....	3-49
Figura 4-1. Unidad de tratamiento de aire. ....	4-4
Figura 4-2. Intercambiador de calor aire-agua. ....	4-4
Figura 4-3. Bomba de calor.....	4-5
Figura 4-4. Módulo hidráulico .....	4-5
Figura 4-5. Esquema del sistema de trigeneración en el banco de ensayos multifuncional del CREVER .....	4-6
Figura 4-6. Visión global del sistema de trigeneración en el banco de pruebas multifuncional y la cubierta superior exterior.....	4-7
Figura 4-7. Sistema de trigeneración en el banco de pruebas multifuncional CREVER-URV. ....	4-9
Figura 4-8. Diseño esquemático del sistema de trigeneración .....	4-10
Figura 4-9. Esquema de los elementos de adquisición de datos en el interior de la microturbina de gas.....	4-12
Figura 4-10. Transmisor de temperatura ambiente y humedad relativa instalado en la estructura de la microturbina junto a la entrada del aire exterior.....	4-13
Figura 4-11. Sensor de temperatura de gases de escape situado entre el intercambiador de aceite y la caldera de recuperación [ $T_{gs}$ ]. ....	4-15
Figura 4-12. Sensor de temperatura del aceite térmico a la entrada y salida de la enfriadora por absorción. ....	4-15
Figura 4-13. Localización de las sondas de temperatura adicionales en la enfriadora por absorción . .....	4-16
Figura 4-14. Sensor de temperatura de la solución rica a la entrada y salida del absorbedor en el interior de la enfriadora por absorción.....	4-17

Figura 4-15.. Sensor de temperatura del refrigerante a la entrada y salida del generador en el interior de la enfriadora por absorción. ....	4-18
Figura 4-16. Sensor de temperatura del refrigerante a la salida del condensador en el interior de la enfriadora por absorción.....	4-18
Figura 4-17. Sensores de temperatura en el interior de la enfriadora por absorción. ....	4-19
Figure 4-18. Caudalímetro para aceite térmico de área variable Krohne H250/RR/M9 DN 25. ....	4-20
Figura 4-19. Caudalímetro instalado en el circuito de aceite del sistema de trigeneración .....	4-20
Figura 4-20. Transmisor de presión de aceite térmico instalado en el sistema de trigeneración. ...	4-21
Figura 4-21. Analizado de gases Testo 335 V1.24.....	4-22
Figura 4-22. Sinóptico del sistema de control SCADA del banco de pruebas multifuncional CREVER-URV. ....	4-24
Figura 4-23. Equipo de captación de datos Agilent.....	4-24
Figura 4-24. Perfil de la temperatura del aceite térmico durante la puesta en marcha (18/03/09 - 23kW).....	4-27
Figura 4-25. Ventana móvil de n datos en un período de tiempo k. ....	4-28
Figura 4-26. Evolución temporal de las temperaturas de gases de escape a la salida de la microturbina ( $T_{ge}$ ), de las temperaturas de aceite térmico a la entrada y salida del intercambiador de calor de aceite ( $T_{ae}$ y $T_{as}$ ) y el caudal del aceite térmico ( $V_a$ ) para un cambio de potencia eléctrica de 20 a 18 kW.....	4-30
Figura 4-28. Tamaño de las ventanas móviles considerando la temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de aceite. ....	4-35
Figura 4-29. Potencia máxima (24,74 kW) alcanzada por el sistema de trigeneración en el momento de la puesta en marcha. ....	4-37
Figura 4-30. Diferencia entra la temperatura ambiente ( $T_a$ ) y la temperatura a la entrada del compresor de la microturbina ( $T_{ec}$ ) para una temperatura del agua fría ( $T_{afs}$ ) de 8°C y para diferentes potencias eléctricas ( $W_e$ ). Datos recogidos el 13 de marzo de 2009.....	4-38
Figura 4-31. Influencia de la potencia eléctrica de la microturbina en la eficiencia térmica del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico.....	4-39
Figura 4-32. Influencia de la potencia eléctrica de la microturbina en el rendimiento eléctrico de la microturbina. ....	4-39
Figura 4-33. Pruebas del sistema de trigeneración a carga parcial en el banco de ensayos. Influencia sobre temperatura de gases de escape ( $T_{ge}$ ), aceite térmico ( $T_{as}$ ) y producción de frío ( $Q_f$ )..	4-40
Figura 4-34. Evolución de $T_{afs}$ , del COP y de la $Q_f$ a diferentes potencias eléctricas .....	4-41
Figura 4-35. Oscilaciones de la temperatura del agua fría a diferentes temperaturas de referencia	4-42
Figura 4-36. Potencia de refrigeración del sistema para diferentes temperaturas de agua fría producida y para diferentes temperaturas ambientes fijando la potencia eléctrica en 20 kW.	4-43

Figura 4-37. COP de la enfriadora por absorción para diferentes temperaturas de agua fría producida y diferentes temperaturas ambientes fijando la potencia eléctrica en 20 kW. ....	4-43
Figura 5-1. Socios fundadores de Districlima. ....	5-2
Figura 5-2. Red primaria y secundaria de agua caliente y agua fría. ....	5-3
Figura 5-3. Esquema de la Instalación de red de distrito y conexión [Fuente: Districlima] .....	5-4
Figura 5-4. Red de calor y frío del Districlima en Barcelona y localización de la central generadora Central Fòrum .....	5-5
Figura 5-5. Imagen de la central generadora Central Fòrum.....	5-6
Figura 5-6. Distribución de los espacios de la central generadora Central Fòrum del Districlima. ..	5-8
Figura 5-7. Esquema de proceso de producción de agua fría y caliente de la red urbana de distribución del Districlima de Barcelona. ....	5-12
Figura 5-8. Localización del sistema de trigeneración en la central generadora Central Fòrum. ...	5-15
Figura 5-9. Conexionado de agua fría y caliente del sistema de trigeneración con los circuitos de la central generadora Central Forum.....	5-17
Figura 5-10. Esquema eléctrico de la instalación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum .....	5-19
Figura 5-11. Contador de gas natural para la MTG en el edificio Central Fòrum.....	5-21
Figura 5-12. Bomba de circuiliación del circuito de agua caliente a la entrada de la caldera de recuperación de calor para ACS.....	5-22
Figura 5-13. Medidor de caudal y temperatura del agua fría Kamstrup en la central generadora Central Fòrum.....	5-22
Figura 5-14. Termostato del circuito de agua caliente del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum.....	5-23
Figura 5-15. Influencia de la temperatura ambiente en la producción eléctrica del sistema de trigeneración en la central generadora Central Fòrum.....	5-27
Figura 5-16. Rendimiento eléctrico en función de la potencia eléctrica generada operando la microturbina de gas en modo trigeneración a diferentes cargas (entre 16 kW y 24,5 kW) el 17 de enero de 2011.....	5-27
Figura 5-17. Perfiles de producción eléctrica, producción de frío y calor, eficiencia global y temperatura ambiente operando la microturbina de gas a diferentes cargas (entre 16 kW y 24,5 kW) el 17 de enero de 2011. ....	5-28
Figura 5-18. Producción de calor (Qc) y frío (Qf) del sistema de microtrigeneración en función de la potencia eléctrica (We). ....	5-29
Figura 5-19. Distribución de los flujos de la caldera de recuperación de calor (gases de escape – agua caliente) con el sistema operando en modo cogeneración.....	5-30
Figura 5-20. Distribución de los flujos del intercambiador de calor (gases de escape – aceite térmico) y de la caldera de recuperación de calor (gases de escape – agua caliente) con el sistema	

operando en modo trigeneración.....	5-31
Figura 5-21. Rendimiento eléctrico ( $\eta_e$ ), global ( $\eta_g$ ) y COP del sistema en modo trigeneración durante la operación en marzo 2011.....	5-32
Figura 5-22. Operación del sistema en modo cogeneración en continuo del día 08 al 10 de febrero de 2011.....	5-33
Figura 5-23. Operación del sistema en modo trigeneración en continuo en marzo de 2011.....	5-34
Figura 5-24. Operación del sistema en modo trigeneración en continuo en marzo de 2011.....	5-35
Figura 5-26. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie activada térmicamente mediante aceite térmico .....	5-38
Figura 6-1. Producción de energía térmica del sistema de trigeneración demanda mensual de calefacción, ACS y refrigeración del edificio residencial grande. ....	6-10
Figura 6-2. Perfil de demanda y producción de calor del edificio residencial grande para un día típico de enero. ....	6-11
Figura 6-3. Perfil de demanda y producción de frío del edificio residencial grande para un día típico de agosto.....	6-12
Figura 6-4. Producción eléctrica del sistema de trigeneración y demanda eléctrica del edificio residencial grande para diferentes días de las semana. ....	6-12
Figura 6-5. Producción de energía térmica del sistema de trigeneración y demanda mensual de calefacción, ACS y refrigeración del hotel mediano. ....	6-14
Figura 6-6. Perfil de demanda y producción de calor del hotel medio para un día típico de enero con acumulación de energía térmica.....	6-15
Figura 6-7. Perfil de demanda y producción de frío del hotel mediano para un día típico de julio. ....	6-16
Figura 6-8. Producción eléctrica del sistema de trigeneración y demanda eléctrica del hotel mediano en días laborales y festivos.....	6-17
Figura 6-10. Comparativa de emisiones entre el sistema de trigeneración y el convencional en el edificio residencial grande.....	6-24
Figura 6-11. Comparativa de emisiones entre el sistema de trigeneración y el convencional.....	6-31
Figura 6-12. Sensibilidad del Valor Actual Neto en función de la tasa de descuento de los edificios analizados .....	6-33
Figura A-1 – Dibujo del conjunto original de la microturbina Capstone C30.....	XIX
Figura A-2 – Dimensiones de la enfriadora por absorción activada térmicamente ACF 60-00 TK..	XX
Figura A-3 – Conexiones de aceite de la enfriadora por absorción ACF 60-00 TK.....	XXI
Figura A-5 – Conexiones de la enfriadora por absorción ACF 60-00 TK con el circuito de agua fría .....	XXII
Figura A-6 – Intercambiador de calor gases de escape – aceite térmico en 2D acotado.....	XXIII
Figura A-7 – Detalle de la batería del intercambiador de calor gases de escape – aceite térmico..	XXV
Figura A-8 – Detalle del intercambiador de calor gases de escape – aceite térmico .....	XXVII

<b>Figura A-9 – Esquema de funcionamiento de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto. ....</b>	<b>XXIX</b>
<b>Figura A-10 – Mediciones para analizar la composición de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas para una potencia de 23 kW. Datos adquiridos el 26.03.09.....</b>	<b>XXXII</b>
<b>Figura A-11 – Mediciones para analizar la composición de los gases de escape a la salida de la MTG. Datos adquiridos el 27.03.09 .....</b>	<b>XXXIII</b>

## Índice de tablas

Tabla 1-1. Ejemplos de motores alternativos de combustión interna para micro cogeneración.....	1-27
Tabla 1-2. Fabricantes actuales de microturbinas de gas. ....	1-29
Tabla 1-3. Comparativa entre microturbinas de gas (con potencia igual o inferior a 100 kW). ....	1-29
Tabla 1-4. Ejemplos de motores Stirling para sistemas de micro cogeneración.....	1-30
Tabla 1-5. Unidades de PEMFC comerciales. ....	1-31
Tabla 1-6. Comparación entre diferentes tecnologías de cogeneración.....	1-32
Tabla 1-7. Fabricantes actuales de sistemas de refrigeración por absorción accionados térmicamente con capacidades inferiores a 50 kW. ....	1-35
Tabla 1-8. Tecnologías de micro cogeneración registras en el RIPRE (20 Mayo 2010) .....	1-45
Tabla 2-1. Especificaciones técnicas de la microturbina de gas C30 de Capstone.....	2-2
Tabla 2-2. Especificaciones técnicas de la unidad ROTARTICA accionadas térmicamente condensada por aire.....	2-4
Tabla 2-3. Especificaciones técnicas de la unidad ACF-00 Versión TK / LB accionadas térmicamente. ....	2-7
Tabla 2-4. Especificaciones técnicas de la ClimateWell 10.....	2-8
Tabla 2-5. Comparativa de las diferentes configuraciones de trigeneración con MTG y enfriadoras por absorción condensadas por aire .....	2-15
Tabla 2-6. Características técnicas de la microturbina de gas C30 alimentada con propano según resultados obtenidos en el estudio realizado por el CREVER-URV. ....	2-19
Tabla 2-7. Características técnicas del propano comercial.....	2-21
Tabla 2-8. Valores de referencia de la eficiencia de equipos convencionales para diferentes escenarios. ....	2-43
Tabla 2-9. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor basados en el valor calorífico neto y las condiciones ISO estándar (15°C de temperatura ambiente, 1,013 bar y 60% de humedad relativa) para GLP y Gas Natural.....	2-47
Tabla 2-10. Valores de referencia de la eficiencia del GLP y del Gas Natural. ....	2-49
Tabla 2-11. REE del sistema de trigeneración.....	2-49
Tabla 3-1. Procedimiento para el mantenimiento de la microturbina Capstone C30 .....	3-16
Tabla 3-2. Influencia del porcentaje de glicol monoetileno en el funcionamiento de la unidad ACF . .....	3-17
Tabla 3-3. Propiedades de diferentes aceites térmicos. ....	3-20
Tabla 3-4. Propiedades físicas, químicas y térmicas del aceite Repsol Multigrado Térmico.....	3-21
Tabla 3-5. Densidad del aceite térmico Repsol Multigrado Térmico.....	3-22
Tabla 3-6. Características técnicas del intercambiador de aceite .....	3-23
Tabla 3-7. Características mecánicas del intercambiador de calor de aceite.....	3-28

Tabla 3-8. Prestaciones térmicas del intercambiador de calor de aceite .....	3-29
Tabla 3-9. Características técnicas de la bomba centrífuga de aceite térmico NTT - PN16 []. .....	3-35
Tabla 3-10. Especificaciones del presostato de gases de escape Kromschröder DG50U-3. ....	3-41
Tabla 3-11. Datos técnicos del presostato de aceite térmico en condiciones nominales a una temperatura ambiente de 20°C. ....	3-42
Tabla 3-12. Especificaciones del termostato digital seleccionado para aceite térmico. ....	3-43
Tabla 4-1. Especificaciones del transmisor de temperatura y humedad relativa exterior THR-370/CM.....	4-13
Tabla 4-2. Especificaciones del caudalímetro de gases de escape Rosemount MBR+25S. ....	4-14
Tabla 4-3. Características técnicas del caudalímetro de aceite térmico. ....	4-20
Tabla 4-4. Especificaciones técnicas del transmisor de presión de aceite térmico en condiciones nominales a temperatura ambiente de 20°C. ....	4-21
Tabla 4-5. Características de la medición de gases de escape con el analizador.....	4-23
Tabla 4-6 – Desviación estándar de las variables de referencia para el análisis del estado estacionario promedio de los tres días tipo seleccionados.....	4-32
Tabla 4-7. Valores nominales del sistema de trigeneración en el banco de ensayos .....	4-50
Tabla 5-1. Distribución de las áreas de la central generadora de energía Central Fòrum. ....	5-7
Tabla 5-2. Sistemas de refrigeración, calefacción y ACS en el edificio Central Fòrum. ....	5-9
Tabla 5-3. Enfriadora por absorción BROAD para suministro de frío a la red urbana Districlima	5-10
Tabla 5-4. Enfriadoras eléctricas para suministro de frío a la red urbana Districlima .....	5-10
Tabla 5-5. Intercambiador de calor para suministro de calor a la red urbana Districlima .....	5-11
Tabla 5-6. Caldera de recuperación para suministro de calor a la red urbana Districlima.....	5-11
Tabla 6-1. Producción y consumo energético del sistema de trigeneración en modo cogeneración y trigeneración en Barcelona y Zaragoza. ....	6-4
Tabla 6-2. Consumo energético anual de los edificios analizados .....	6-8
Tabla 6-3. Compatibilidad de la demanda de energía térmica del edificio residencial grande con el sistema de trigeneración para diferentes escenarios. ....	6-13
Tabla 6-4. Compatibilidad de la demanda de energía térmica del edificio del hotel mediano con el sistema de trigeneración para diferentes escenarios. ....	6-18
Tabla 6-5. Producción anual del sistema de microtrigeneración instalado en un edificio hipotético . ....	6-19
Tabla 6-6. Evaluación del rendimiento del sistema de trigeneración integrado en edificios. ....	6-20
Tabla 6-7. Emisiones de NOx de la microturbina de gas.....	6-22
Tabla 6-8. Emisiones de la microturbina de gas medidas a la salida al exterior operando el sistema en modo trigeneración.....	6-23
Tabla 6-9. Precios energéticos de la electricidad y del gas natural.....	6-29
Tabla 6-10. Resultados del análisis económico con una enfriadora por absorción.....	6-30

Tabla A-1. Microturbinas instaladas en la Península Ibérica. ....	II
Tabla A-2 – Enfriadoras por absorción Yazaki instaladas en España por comunidades y según su aplicación.....	III
Tabla A-3 – Enfriadoras por absorción Yazaki instaladas en España por comunidades y según su aplicación.....	IV
Tabla A-4 – Potencia y rendimiento eléctrico de la microturbina de gas en función de la temperatura ambiente a nivel del mar según datos del fabricante .....	V
Tabla A-5 – Prestaciones de la microturbina de gas a carga parcial a una temperatura ambiente de 15°C y a nivel del mar según datos del fabricante.....	VII
Tabla A-6 – Demanda térmica del edificio residencial grande y producción mensual del sistema de trigeneración con una enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico. ....	VIII
Tabla A-7 – Demanda térmica del edificio residencial grande y producción mensual del sistema de trigeneración con dos enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico.....	IX
Tabla A-8 – Demanda térmica del hotel mediano y producción mensual del sistema de trigeneración con una enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico. ....	X
Tabla A-9 – Demanda térmica del hotel mediano y producción mensual del sistema de trigeneración con dos enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico.....	XI
Tabla A-10 – Producción mensual de energía térmica y refrigeración del sistema de trigeneración. ....	XII
Tabla A-11. Resultados del análisis económico con dos enfriadoras por absorción .....	XIII
Tabla A-12. Resultados del análisis económico del VAN i la TIR.....	XIV
Tabla A-13 – Composición de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas para una potencia de 23 kW.....	XXXIV
Tabla A-14. Parámetros de los gases de escape para diferentes temperaturas. ....	XXXV



# Índice

<b>Capítulo 1</b>	<b>Introducción y objetivos.....</b>	<b>1-1</b>
1.1.	Escenario energético mundial .....	1-1
1.1.1.	Soluciones energéticas sostenibles.....	1-9
1.1.1.1.	Energías renovables.....	1-9
1.1.1.2.	Producción de energía descentralizada.....	1-11
1.1.1.3.	Tecnologías avanzadas y eficientes .....	1-15
1.1.2.	Políticas y regulaciones.....	1-20
1.1.3.	Oportunidades y barreras para la implantación de la microgeneración .....	1-22
1.2.	Estado del arte de las tecnologías de microtrigeneración .....	1-24
1.2.1.	Tecnologías de microgeneración .....	1-25
1.2.2.	Tecnologías de refrigeración activadas térmicamente de pequeña potencia.....	1-32
1.2.3.	Sistemas de microtrigeneración .....	1-37
1.3.	Situación actual de las tecnologías de microtrigeneración en España .....	1-40
1.3.1.	Microgeneración en España .....	1-41
1.3.2.	Sistemas de refrigeración por absorción.....	1-46
1.4.	Justificación y objetivos .....	1-48
1.5.	Estructura de la tesis .....	1-50
<b>Capítulo 2</b>	<b>Selección de componentes y modelización de prestaciones del sistema de microtrigeneración .....</b>	<b>2-1</b>
2.1.	Introducción .....	2-1
2.2.	Prestaciones de la microturbina de gas .....	2-2
2.3.	Sistemas de refrigeración por absorción accionados térmicamente de pequeña potencia condensados por aire .....	2-3
2.3.1.	Enfriadoras por absorción de agua-bromuro de litio .....	2-3
2.3.2.	Enfriadoras por absorción amoníaco-agua.....	2-5
2.3.3.	Enfriadoras por absorción de agua-LiCl .....	2-7

2.4.	Diseño y comparación de configuraciones de microtrigeneración con la microturbina de 28 kW y enfriadoras por absorción condensadas por aire .....	2-8
2.4.1.	Trigeneración con enfriadoras de agua-LiBr .....	2-9
2.4.2.	Trigeneración con enfriadoras por absorción de amoníaco-agua .....	2-10
2.4.3.	Trigeneración con enfriadoras por absorción de agua-LiCl .....	2-12
2.4.4.	Análisis comparativo de las diferentes configuraciones y selección de la configuración y de la enfriadora por absorción más adecuada .....	2-13
2.5.	Modelado y cálculo de prestaciones del sistema de microtrigeneración .....	2-17
2.5.1.	Prestaciones del sistema de trigeneración con gas natural o propano .....	2-18
2.5.2.	Modelado del sistema de trigeneración .....	2-21
2.5.3.	Efecto de la temperatura ambiente sobre el sistema de microtrigeneración .....	2-35
2.5.4.	Funcionamiento del sistema de trigeneración a carga parcial .....	2-36
2.5.5.	Eficiencia del sistema de trigeneración .....	2-38
2.5.5.1.	Eficiencia global del sistema de trigeneración .....	2-39
2.5.5.2.	Ahorro de energía primaria de un sistema de trigeneración .....	2-39
2.5.5.3.	Rendimiento eléctrico equivalente .....	2-46
2.6.	Conclusiones .....	2-49
Capítulo 3	Diseño y montaje del sistema de microtrigeneración .....	3-1
3.1.	Introducción .....	3-1
3.2.	Descripción de los equipos .....	3-4
3.2.1.	Microturbina de gas .....	3-4
3.2.1.1.	Funcionamiento de la microturbina de gas de 28 kW .....	3-5
3.2.1.2.	Componentes de la microturbina de gas .....	3-7
3.2.1.3.	Mantenimiento de la microturbina de gas de 28 kW .....	3-15
3.2.2.	Enfriadora por absorción amoníaco-agua condensada por aire de 17 kW .....	3-16
3.2.3.	Caldera de recuperación de calor para ACS .....	3-19
3.3.	Selección del aceite térmico utilizado por la enfriadora por absorción seleccionada .....	3-20
3.4.	Diseño y prestaciones del intercambiador de calor de aceite térmico .....	3-23
3.5.	Integración y montaje del sistema de microtrigeneración .....	3-30

3.5.1.	Circuito de gases de escape.....	3-33
3.5.2.	Circuito de aceite térmico.....	3-34
3.5.3.	Equipos de seguridad del sistema de trigeneración.....	3-40
3.5.4.	Montaje del sistema de trigeneración.....	3-44
3.6.	Modos de operación: cogeneración y trigeneración.....	3-48
3.7.	Conclusiones .....	3-49
Capítulo 4	Caracterización del sistema de trigeneración en el banco de ensayos .....	4-1
4.1.	Introducción.....	4-1
4.2.	Descripción del banco de pruebas multifuncional.....	4-3
4.3.	Instalación y conexión del sistema de trigeneración en el banco de pruebas multifuncional.....	4-6
4.4.	Adquisición de datos del sistema de trigeneración .....	4-9
4.4.1.	Instrumentación.....	4-10
4.4.2.	Sistema de control .....	4-23
4.5.	Protocolo de puesta en marcha.....	4-25
4.5.1.	Puesta a punto del sistema de trigeneración en el banco de ensayos.....	4-25
4.5.2.	Puesta en marcha del sistema de trigeneración.....	4-26
4.6.	Detección del estado estacionario .....	4-27
4.6.1.	Selección de variables para realizar la detección del estado estacionario.....	4-29
4.6.2.	Detección de la ventana óptima.....	4-34
4.7.	Caracterización del sistema de trigeneración.....	4-35
4.7.1.	Microturbina de gas a plena carga y a carga parcial.....	4-36
4.7.2.	Prestaciones del sistema de trigeneración en función de la temperatura del agua fría .....	4-42
4.7.3.	Prestaciones de la enfriadora por absorción en función de la temperatura en el interior de la cámara climática .....	4-44
4.7.4.	Prestaciones del sistema de trigeneración en función del caudal del circuito de aceite térmico.....	4-45
4.7.5.	Prestaciones del sistema de trigeneración en función de la temperatura ambiente .....	4-47
4.8.	Eficiencia del sistema de trigeneración.....	4-50
4.9.	Conclusiones .....	4-51
Capítulo 5	Demostración del sistema de trigeneración en operación real en un edificio .....	5-1

5.1.	Introducción.....	5-1
5.2.	Implantación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum .....	5-3
5.2.1.	Descripción de la Red de distrito y de la central generadora Central Fòrum.....	5-3
5.2.2.	Demanda energética del edificio Central Fòrum.....	5-9
5.2.3.	El sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum.....	5-13
5.3.	Operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum .....	5-23
5.3.1.	Puesta en marcha.....	5-24
5.3.2.	Pruebas realizadas .....	5-25
5.4.	Resultados de la operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fórum .....	5-25
5.5.	Análisis de los resultados de la operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fórum. ....	5-36
5.6.	Conclusiones .....	5-39
Capítulo 6	Compatibilidad del sistema de trigeneración con las demandas energéticas en edificios del sector terciario y residencial.....	6-1
6.1.	Introducción.....	6-1
6.2.	Compatibilidad entre la energía suministrada en trigeneración y la demanda de energía en edificios.....	6-2
6.2.1.	Descripción y selección de los edificios .....	6-4
6.2.2.	Análisis de los perfiles de demanda mensuales y horarios de los edificios seleccionados: edificio residencial grande y hotel mediano.....	6-9
6.2.3.	Análisis de la demanda de un edificio hipotético .....	6-18
6.3.	Eficiencia del sistema de trigeneración en edificios residenciales y del sector terciario .....	6-19
6.4.	Análisis medioambiental.....	6-22
6.5.	Análisis económico .....	6-25
6.5.1.	Cálculo de los precios de compra y venta de la energía.....	6-25
6.5.2.	Cálculo del período de retorno de la inversión .....	6-29
6.6.	Conclusiones .....	6-33
Capítulo 7	Conclusiones y perspectivas futuras .....	7-1
7.1.	Conclusiones .....	7-1
7.2.	Perspectivas futuras .....	7-6

<b>Anexos</b>	<b>I</b>
<b>Anexo A – Tablas</b>	<b>I</b>
A.1. Microturbinas instaladas en la Península Ibérica	I
A.2 Enfriadoras por absorción instaladas en España	III
A.3 Datos suministrados por el fabricante de la microturbina de gas natural	V
A.4. Demanda energética del edificio residencial grande y producción del sistema de trigeneración	VIII
A.5. Demanda energética del hotel mediano y producción del sistema de trigeneración	X
A.6. Producción del sistema de trigeneración para un edificio hipotético	XII
A.7. Análisis económico del sistema de microtrigeneración	XIII
<b>Anexo B – Cálculos</b>	<b>XV</b>
B.1. Cálculo del balance energético del sistema de trigeneración integrado por una MTG y una enfriadora por absorción condensada por aire para una temperatura exterior de 15°C	XV
<b>Anexo C – Planos</b>	<b>XVIII</b>
C.1 - Micro turbina de gas Capstone C30 de 28 kW	XVIII
C.2. – Planos de la enfriadora por absorción ACF 60-00 TK	XX
C.3. Planos del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico	XXIII
C.4. – Planos del depósito de expansión	XXVII
<b>Anexo D – Otra información</b>	<b>XXIX</b>
D.1. Esquema de funcionamiento de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto	XXIX
D.2. Características Aceite Repsol Multigrado térmico	XXX
D.3. Composición de los gases de escape con el analizador de gases	XXXII
D.4. Puesta en marcha del sistema de trigeneración	XXXVI
<b>Referencias</b>	<b>XLV</b>



# Capítulo 1

## Introducción y objetivos

### 1.1. Escenario energético mundial

En los últimos años, el escenario energético mundial se ha ido reestructurando y adaptando a nuevas tendencias en que la energía y la protección del medio ambiente están adquiriendo un rol muy importante. Las principales características del nuevo escenario mundial son: a) el aumento del consumo energético mundial; b) la gran dependencia energética de fuentes no renovables y por tanto, limitadas; c) las energías no renovables conllevan problemas medioambientales (emisiones, residuos, entre otros); d) el incremento del precio del petróleo; e) la dependencia de la electricidad y en concreto de la red eléctrica y f) la crisis económica.

a) Aumento del consumo energético mundial.

El consumo energético mundial se ha incrementado en prácticamente un 250% en 40 años, en los que se ha pasado de 4686 Mtep en 1969 a 11.164 Mtep en 2009. A pesar de que en 2009 hubo el primer descenso del consumo energético mundial en 40 años, las proyecciones hasta el 2035 muestran que el consumo energético seguirá aumentando principalmente por la rápida tendencia del crecimiento en la demanda de energía de las economías emergentes (véase figura 1-1 según datos históricos [1] y proyecciones [2, 3]).

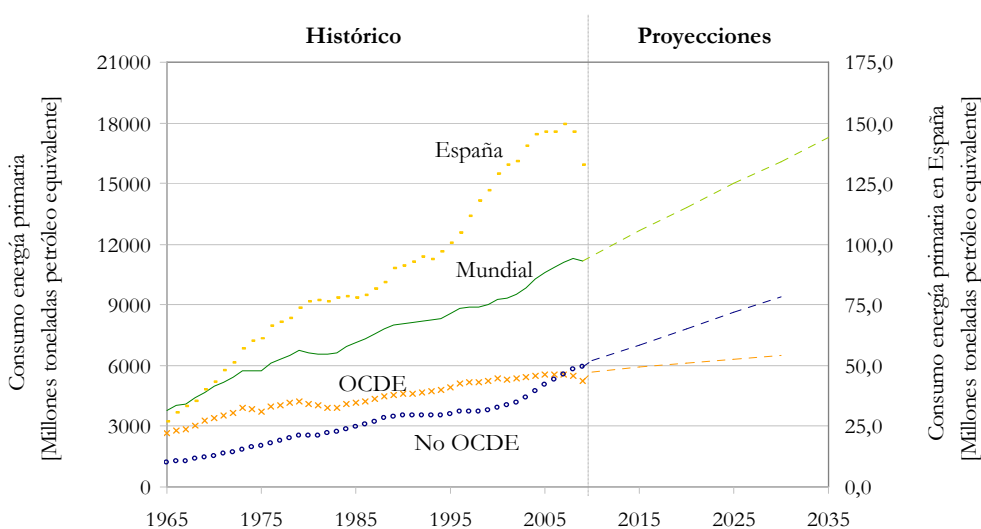


Figura 1-1. Consumo energético mundial, histórico 1960-2009 y proyecciones 2009-2035.

[Fuente: EIA-USA]

b) Dependencia energética de fuentes no renovables y por tanto, limitadas.

Las principales fuentes de energía a nivel mundial son no renovables (carbón, gas natural, combustibles líquidos (petróleo, propano, entre otros) y energía nuclear.

El petróleo destaca como la fuente de energía mundial más importante, abundante y la más consumida, seguida por el carbón muy usado en la generación eléctrica. El gas natural se posiciona en tercer lugar, el cual ha visto incrementado su consumo los últimos años debido a su alta eficiencia global para el consumidor final, que lo ha popularizado como una importante alternativa en aplicaciones de generación eléctrica. En cuarto lugar se

observa como las previsiones de las energías renovables van adquiriendo un peso cada vez más importante en el mapa energético global. Finalmente, la energía nuclear se mantiene con una ligera previsión de ascenso hasta el 2035.

En la figura 1-2, se observa la importancia de las energías no renovables en el mercado energético e incluso las previsiones indican que la tendencia es que se seguirá manteniendo este dominio [4]. Aunque, destaca el crecimiento de las energías renovables que están cubriendo un porcentaje importante de la creciente demanda energética.

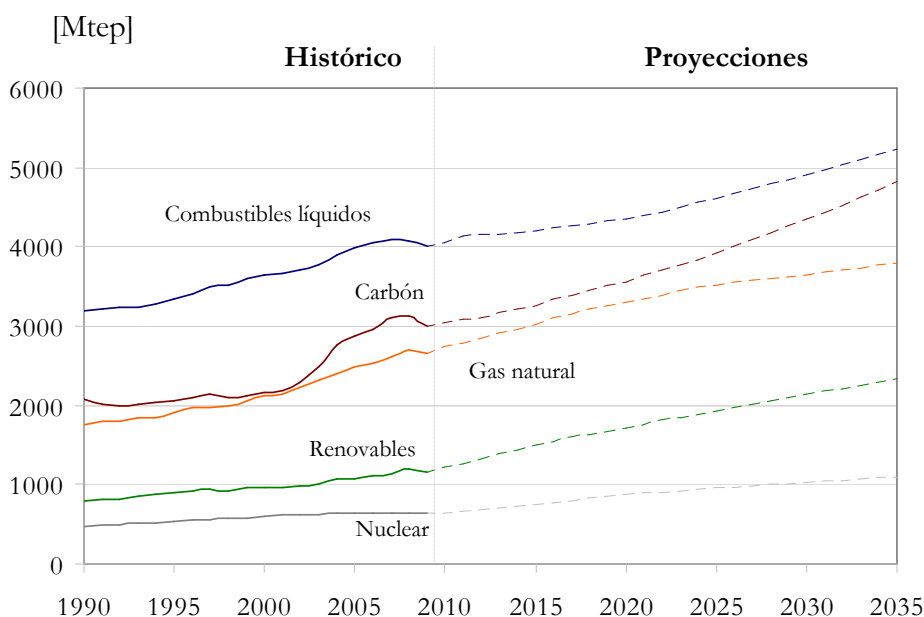


Figura 1-2. Uso de energía a nivel mundial según tipo de combustible, 1990-2035  
[Fuente: EIA-USA].

La dependencia mundial de las energías no renovables ha empezado a alertar al sector energético mundial y se han empezado a buscar soluciones alternativas que permitan seguir cubriendo la demanda energética a largo plazo.

Algunos expertos predicen que las reservas de carbón podrían durar alrededor de 133 años, en cambio, las predicciones para el petróleo y el gas natural, con estimaciones de 42 y 60 años respectivamente, son más alarmantes [5] (véase figura 1-3). Estas predicciones son una estimación teniendo en cuenta los datos geológicos y tecnológicos en base a las reservas conocidas asumiendo el uso de la tecnología actual y de las condiciones económicas y de

operación actuales.

La validación de estas estimaciones dependerá del crecimiento futuro de la demanda energética mundial, las nuevas tecnologías, las regulaciones de cada país, la capacidad de sustitución de las fuentes no renovables por renovables, o incluso de tecnologías alternativas en proceso de investigación como la fusión.

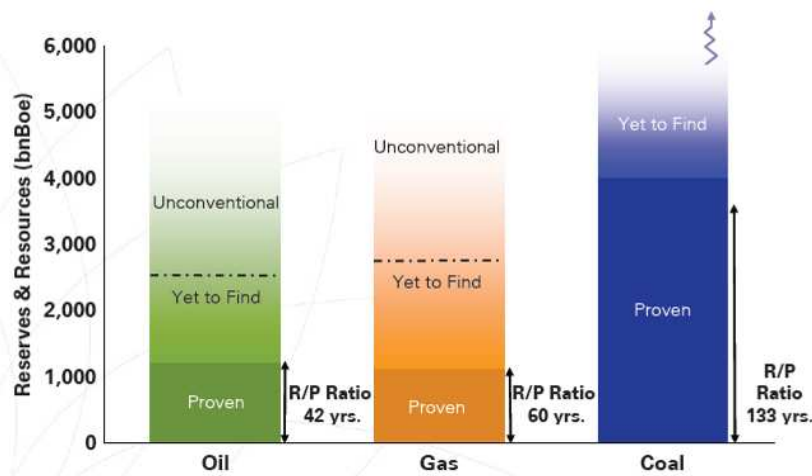


Figura 1-3. Reservas mundiales de combustibles fósiles [Fuente: BP].

c) Problemas medioambientales relacionados con las energías no renovables.

Tal como es deseable, la protección del medio ambiente se ha convertido en la actualidad en una prioridad mundial. Es por ello que los gobiernos y la industria están cada vez más implicados en mitigar la contaminación del aire y las emisiones de gas de efecto invernadero (GEI). En el Protocolo de Kioto, ratificado en 2002 por la Unión Europea, a pesar de que varios países industrializados se negaron a ratificar, entre ellos, Estados Unidos y Australia, se establecen las limitaciones a las emisiones de los GEI: Dióxido de Carbono ( $\text{CO}_2$ ), que proviene principalmente del uso de combustibles fósiles y es el que más influye con diferencia sobre el efecto invernadero, metano ( $\text{CH}_4$ ), óxido nitroso ( $\text{N}_2\text{O}$ ), Perfluorocarbonos (PFC), Hidrofluorocarbonos (HFC) y Hexafluoruro de azufre ( $\text{SF}_6$ ). El objetivo para los Países Industrializados y Economías de Transición implica la reducción de las emisiones por debajo del volumen de 1990 en un 5,1%. En concreto, para la Unión Europea, se ha fijado una reducción global de un 8% entre 2008-2012 respecto a las emisiones de 1990.

En la figura 1-4, se observa el histórico de las emisiones de CO<sub>2</sub> hasta el 2008 según los datos obtenidos por la “U.S. Energy Information Administration (EIA)” de Estados Unidos con unos niveles de emisiones de 30377 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> [5]. De seguir la tendencia actual, las proyecciones indican unos niveles mundiales de emisiones en el año 2035 de 42000 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> [3]. Con las medidas adoptadas a nivel mundial por los países firmantes del Protocolo de Kioto, se prevé que se podrán reducir las emisiones esperadas un 20%.

La lluvia ácida causada principalmente por los óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) y el dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) es otro de los factores importantes a tener en cuenta. Estos gases se producen en su mayoría por la combustión de carbón y petróleo en las centrales térmicas y refinerías.

La energía nuclear, por otra parte, sin emisiones de gases de efecto invernadero ni causante de la lluvia ácida produce residuos con un alto nivel de radiactividad que deben almacenarse durante largos períodos y por lo tanto, requieren de espacio y medidas de seguridad muy elevadas por su riesgo de contaminación.

Entre las medidas más importantes para reducir los problemas medioambientales se encuentra la reducción del uso de combustibles fósiles, usados principalmente para la producción eléctrica y, recurrir a otras fuentes de energía alternativas no contaminantes como son las energías renovables.

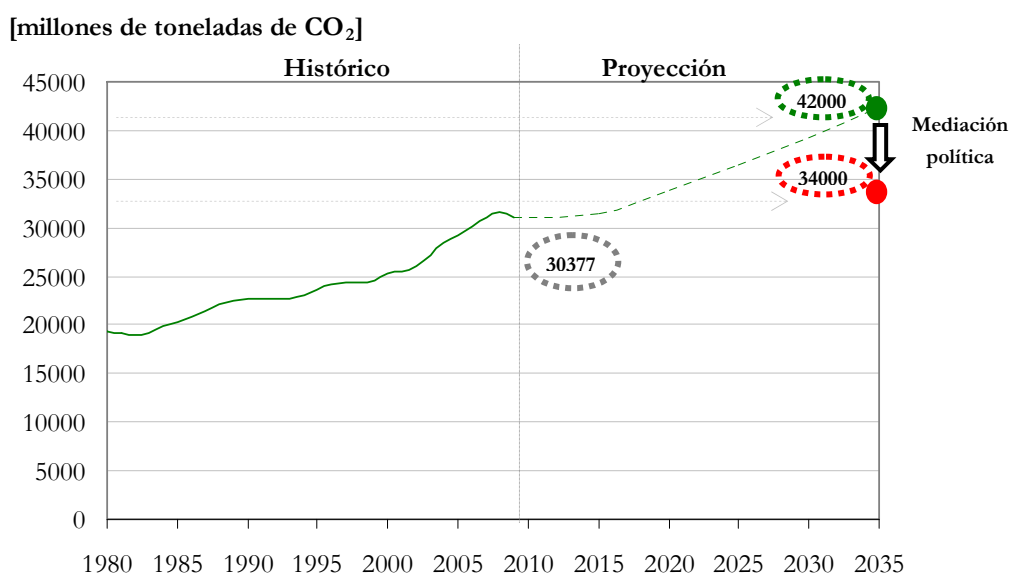


Figura 1-4. Emisiones de CO<sub>2</sub>, histórico 1960-2008 y proyecciones 2009-2035.

d) Incremento del precio del petróleo.

A la problemática de los combustibles fósiles ya mencionada: limitación de las reservas actuales y contaminación, se debe añadir la previsión del incremento del precio del petróleo.

En la figura 1-5, se observa cómo a pesar de la caída del precio del petróleo entre 2008 y 2009 producida por la situación económica mundial [6], la tendencia es de un crecimiento pronunciado del precio del petróleo [7].

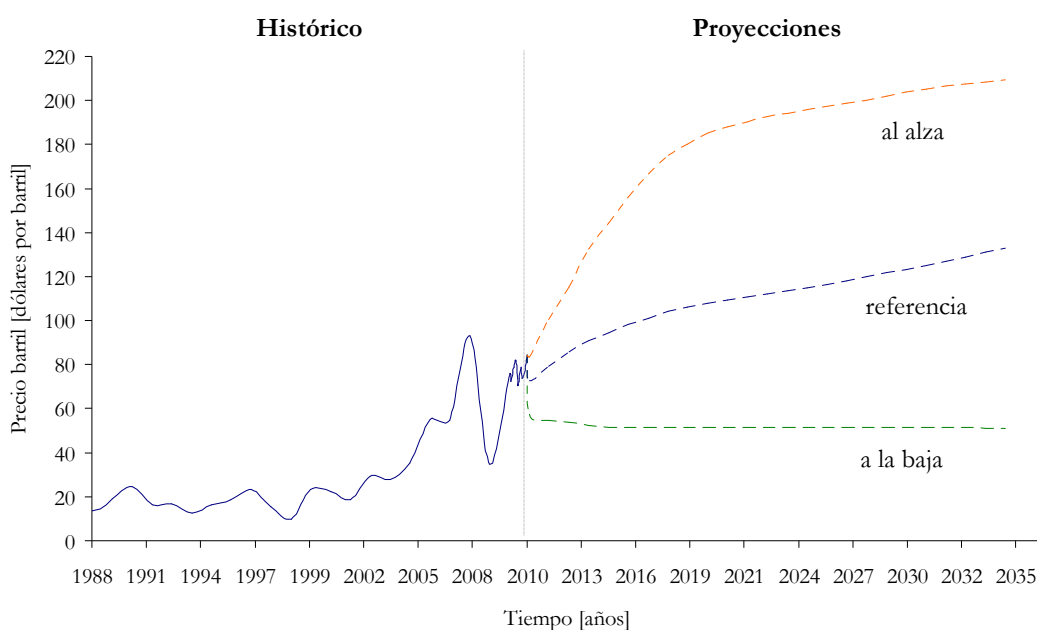


Figura 1-5. Precio del petróleo, histórico 1988 – 2010 y proyecciones 2011 – 2035.

[Fuente: EIA-USA]

Esta tendencia de crecimiento del precio de petróleo viene dada por el aumento del coste de suministro del petróleo, cada vez más escaso, para poder satisfacer la creciente demanda energética mundial.

Estas proyecciones son estimativas y dependerán del futuro político y económico mundial, de la viabilidad de combustibles líquidos no convencionales y de la evolución de las energías alternativas.

e) Uso de la energía eléctrica y su evolución.

La sociedad mundial actual tiene una alta dependencia de la electricidad, necesaria para mantener el actual nivel de vida caracterizado por un aumento de la comodidad incrementando la iluminación de hogares y el uso de aparatos eléctricos como refrigeradores, estufas, lavadoras, secadoras, lavavajillas, bombas de calor, calderas eléctricas para calefacción, accionamiento de maquinaria como ascensores, bombas de riego, etc.

En España la distribución de la electricidad al usuario final se realiza principalmente mediante la red eléctrica nacional, la cual ha empezado a tener problemas de saturación en momentos punta por el crecimiento de la demanda y la falta de capacidad de las infraestructuras actuales.

Junto a la energía nuclear y la hidráulica, las fuentes principales de producción eléctrica son combustibles fósiles no renovables (carbón y petróleo principalmente), y tal y como se ha ido mencionando en apartados anteriores, son fuentes de energía limitadas y contaminantes; por lo tanto, el crecimiento de la energía eléctrica deberá ir acompañada por medidas tanto de ahorro y disminución de la demanda eléctrica (concienciación social); como de reducción de la dependencia eléctrica y búsqueda de tecnologías de mayor eficiencia energética y energías alternativas renovables. Tal y como se observa en la figura 1-6, las energías renovables (excluyendo la hidráulica) han aumentado considerablemente su porcentaje en la producción eléctrica en España pasando a suministrar un 2,7% de la demanda energética (5269 GWh) entre noviembre de 1999 y octubre de 2000 a un 19,75% (53563 GWh) entre noviembre de 2009 y octubre de 2010 [8]. Añadiendo la hidráulica se observa como el porcentaje es todavía mayor, pasando de suministrar un 18,2% entre noviembre de 1999 y octubre de 2000 a un 36% (97621 GWh) entre noviembre de 2009 y octubre de 2010.

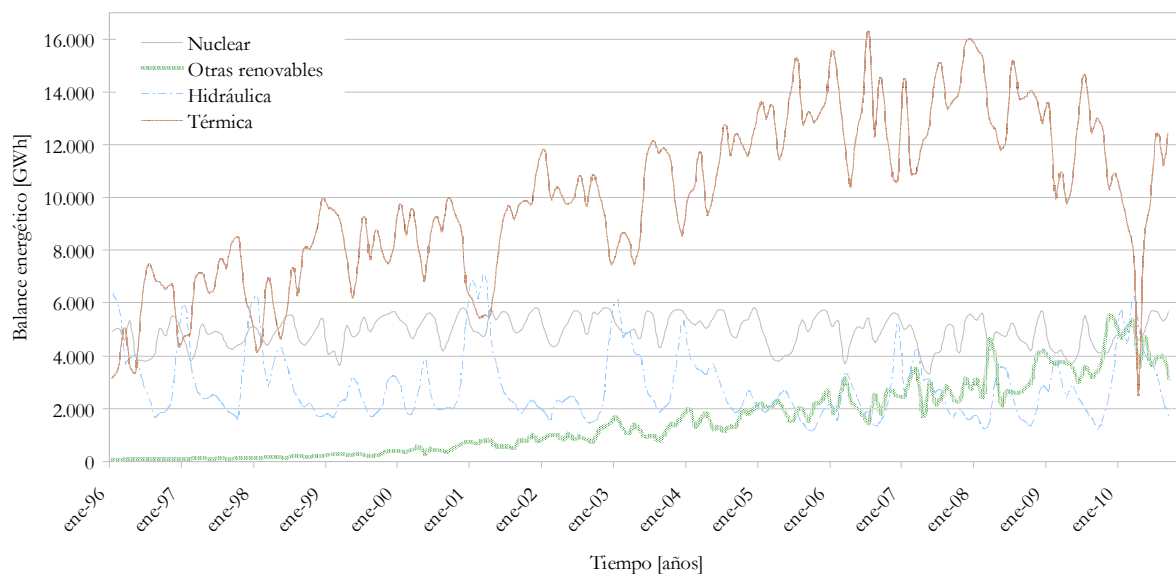


Figura 1-6. Evolución de la producción eléctrica.

[Fuente: MITYC]

f) Crisis económica.

La crisis económica actual, con depresión de precios y consumo, con restricciones financieras y gran competencia por recursos primarios escasos, está obligando a las empresas a buscar una mayor eficiencia en las tecnologías energéticas actuales que hasta el momento no habían sido priorizadas, puesto que se diseñaban con el objetivo de minimizar los costes de los componentes y no tanto en el posterior consumo energético.

No obstante, el hecho de la reducción de los precios en ciertos bienes, el consumo de bienes más económicos y la falta de financiación, está reduciendo la inversión en I+D y por lo tanto, a pesar de existir una necesidad inminente de incrementar la eficiencia energética de la tecnología actual, la inversión para tales fines se reduce, viéndose seriamente comprometido el avance en este sentido. Si a este hecho se le añade la posibilidad de la disminución de los precios de los mercados de carbono o gasolineras provocados por la recesión económica, se aumenta la dificultad de la introducción de estrategias y tecnologías para la mejora de la eficiencia energética.

Estas barreras deberán ser reducidas mediante políticas regulatorias que se adapten al nuevo contexto fomentando el desarrollo tecnológico, promocionando las tecnologías que

mejoren la relación coste-eficiencia y obteniendo unos precios finales sostenidos de los productos energéticos, a través de instrumentos de mercado, que favorezcan mejoras en eficiencia energética, reduciendo así la vulnerabilidad y dependencia externa.

### **1.1.1. Soluciones energéticas sostenibles.**

El incremento de la demanda energética, el aumento del precio del petróleo, la limitación de las fuentes no renovables y los problemas medioambientales (calentamiento global, contaminación...) han y están causando numerosos efectos que requieren de importantes soluciones.

Entre las principales soluciones energéticas destacan el uso de energías renovables, la generación distribuida y la mejora de la eficiencia energética de las tecnologías actuales con el objetivo de cubrir la creciente demanda actual con energías ilimitadas y no contaminantes que reducirán la dependencia de las fuentes no renovables y limitadas y muchos de los problemas medioambientales. Teniendo siempre muy presente el marco normativo que permita promover estas estrategias.

Los edificios residenciales y del sector terciario son claves en la consecución de estas estrategias. En 2008 el sector terciario y las viviendas contribuían al 40,7% del total del consumo final de la Unión Europea (EU-27) que era de alrededor de 1168636 ktep [9]. Respetto al consumo total energético de la EU-27, el sector terciario y residencial representan el 57% [9]. Este consumo eléctrico ha crecido en la EU un 15.6% y un 14% en el período de 1999-2004 para el sector terciario y residencial respectivamente [10]. El consumo de electricidad en la EU en ambos sectores para calefacción, ACS y refrigeración es de aproximadamente un tercio del total del consumo eléctrico de los edificios [11].

#### **1.1.1.1. Energías renovables.**

Las principales fuentes de energía renovables son la hidráulica, la eólica, la solar (térmica, fotovoltaica, termoeléctrica), la geotermia, la fuerza de las mareas, la fuerza de las olas y la bioenergía.

Aunque el uso de las energías renovables no es una novedad, pues tiene más de 150 años de historia, es un hecho, que la necesidad actual del mercado de buscar alternativas, han

impulsado el desarrollo de tecnologías más eficientes y avanzadas para aprovechar estas fuentes energéticas ilimitadas y menos contaminantes. En la figura 1-7, se observa el incremento de la generación de energía renovable, con un destacable incremento de la energía eólica.

En la misma figura 1-7, se muestra la generación eléctrica de las renovables más destacables en porcentaje sobre el total [12]: la eólica, la hidráulica y la solar; también parte de la producción en régimen especial corresponde a energía renovable. En el 2009, la energía eólica generó el 13% de la energía eléctrica peninsular, porcentaje que se incrementa hasta un 17,2% en los primeros meses de 2010. La hidráulica que en el 2009 cubrió únicamente un 9% de la demanda debido principalmente la sequía que se vivió en la península, se ha visto duplicada en los primeros meses de 2010 como consecuencia de la época de lluvias de ese año y que hizo reducir de forma importante la generación eléctrica con carbón y ciclo combinado, principalmente. La energía solar, por su parte tiene una cuota de producción de alrededor de un 2-3% del total.

Como ventajas principales de las energías renovables está por una parte el hecho de ser fuentes ilimitadas y por otra su calidad de energías limpias, puesto que no contaminan directamente el aire ni emiten gases de efecto invernadero. Por el contrario, la barrera principal a su desarrollo es a nivel económico, ya que en la actualidad el coste del uso de energía renovable es en general superior al uso de combustibles fósiles. Esto es debido a que los precios de la energía renovable se mantienen todavía relativamente altos ya que las tecnologías para aprovechar la energía renovable están todavía en una fase inicial y por lo tanto, los costes son altos. Otra problemática asociada a las energías renovables es su disponibilidad puesto que son de tipo intermitente a excepción de la biomasa: la existencia de nubes o la noche en el caso de la solar; al viento en el caso de la eólica o a épocas de lluvias en el caso de la hidráulica. Sin embargo, estas barreras no son permanentes pues pueden ser eliminadas mediante investigación y desarrollo de nuevas técnicas y tecnologías.

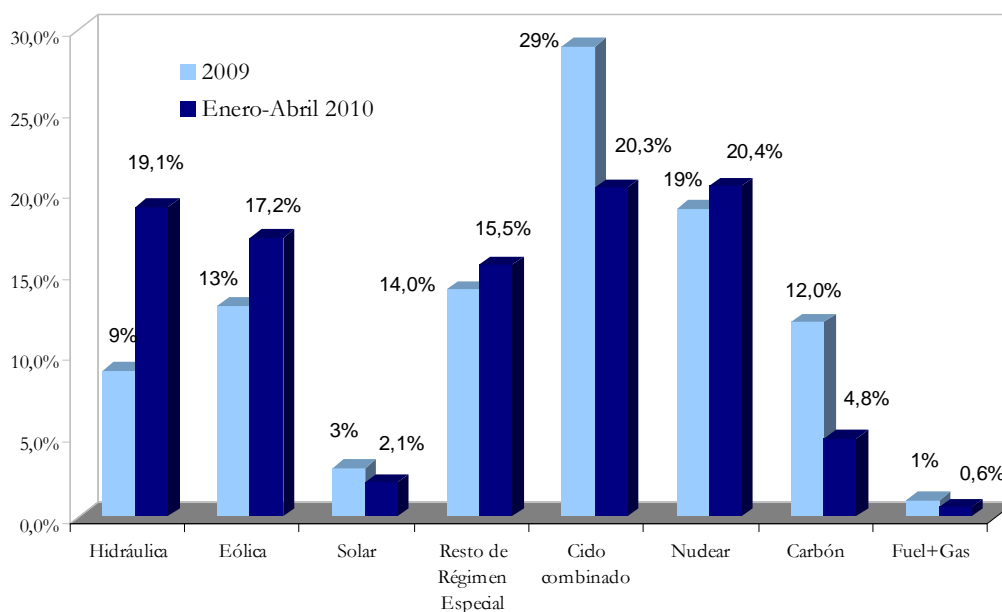


Figura 1-7. Estructura de la generación eléctrica en la península 2009 y de Enero a Abril 2010

[Fuente: Red Eléctrica de España]

Las previsiones a nivel mundial, según la Agencia de Energía Internacional (International Energy Agency – IEA) son de un incremento muy importante de las energías renovables hasta el 2050, fecha en la que se espera que el 46% de la energía mundial se genere mediante fuentes renovables. Las fuentes principales serían la eólica, que igualaría en porcentaje a la hidráulica; un poco por debajo estaría la energía solar y con porcentajes ya inferiores, la biomasa, la geotermia y la fuerza de las mareas. Estas previsiones de generación eléctrica representarían un ahorro de CO<sub>2</sub> de un 21% [13].

#### 1.1.1.2. Producción de energía descentralizada

La electricidad en la mayoría de los países se produce mediante grandes plantas centralizadas, para posteriormente distribuirse al consumidor final mediante la red eléctrica nacional. El actual crecimiento de la demanda energética está ocasionando problemas de saturación de las redes. Este hecho, junto al creciente número de consumidores de áreas remotas inaccesibles a la red eléctrica, hace que crezca la necesidad de cubrir parte de la demanda con soluciones alternativas: la generación de esta energía directamente en el punto de consumo final; es decir, generación distribuida (GD) o energía descentralizada.

La generación distribuida se define como la energía producida en o cerca del punto de consumo.

Los beneficios de la GD respecto a la generación centralizada (GC) son:

- Mejora de la eficiencia energética global.
- Mejor aprovechamiento a nivel térmico. La producción de energía centralizada desperdicia enormes cantidades de energía ya que no puede aprovecharse el calor residual de forma local, obteniendo una eficiencia limitada entre un 30-55% dependiendo del tipo de tecnología empleada. En cambio, en aplicaciones descentralizadas, se puede aprovechar el calor residual, con tecnologías de cogeneración de alta eficiencia, llegando a eficiencias energéticas globales cercanas o superiores al 80%.
- Reducción de las pérdidas de la red. La mayoría de plantas están construidas lejos del consumidor final, debido a razones medioambientales (por ejemplo, las plantas de carbón deben estar lejos de la población para prevenir que la contaminación del aire afecte a la población) o por razones geográficas (sería el caso de plantas hidroeléctricas que deben localizarse en zonas con suficiente caudal de agua). Este hecho hace que las largas distancias de distribución eléctrica tengan pérdidas de transmisión y distribución en las líneas. Estas pérdidas se reducen en el caso de un sistema descentralizado donde la distribución es prácticamente directa y por lo tanto, aumenta la eficiencia global.
- Reducción de costes:
  - Costes de transmisión. Alrededor de un 20 - 50% del coste de la electricidad depende de la distancia. Sobretodo afecta a la población que vive más aislada; alrededor de un 50% de la población de países desarrollados vive en zonas rurales y este porcentaje se incrementa hasta valores de incluso el 95% en el resto del mundo.
  - Costes de suministro de electricidad. Los altos costes de suministro de electricidad se pueden atribuir a la alta dependencia de los sistemas de energía centralizados que operan principalmente con combustibles fósiles y requieren grandes inversiones para la transmisión y distribución de la red

principalmente en zonas remotas [14].

- o Menores costes de construcción. En el caso de generación descentralizada, el tiempo y coste necesario para la construcción de los sistemas de producción energética es muy inferior respecto a la construcción de una planta de generación centralizada aunque el coste específico de inversión puede ser mayor. Además el tiempo y coste del proceso de negociación es menos complejo y la percepción de riesgo financiero para el inversor es inferior.
- o Los resultados de la investigación del modelo económico de WADE (The World Alliance for Decentralized Energy) [15] alcanzan importantes ahorros de la GD en comparación con la GC. En este análisis, la GD es más barata que la GC en la mayoría de países aunque la diferencia del ahorro depende de las circunstancias locales. Las tecnologías de GD son muy flexibles y se pueden adaptar fácilmente a las particularidades de cada región, permitiendo la generación eléctrica local más eficiente. En la figura 1-8 se pueden observar los resultados de este estudio.

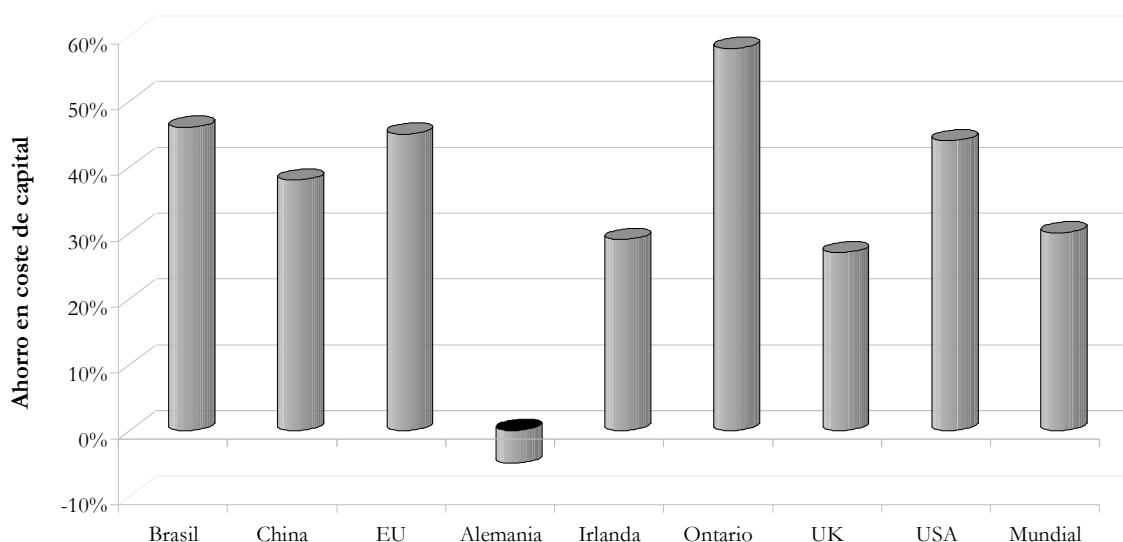


Figura 1-8. Ahorro en costes de capital de la GD en comparación con la GC  
[Fuente: World Alliance for Decentralized Energy]

- En GD los consumidores finales no requieren necesariamente de un acceso a la red eléctrica nacional
- Un elevado número de la población mundial vive en áreas sin acceso a los servicios de energía modernos. La generación descentralizada es una posible solución para ellos, puesto que les permite acceder a servicios energéticos sin tener acceso a la red. Los equipos para la generación descentralizada, en ciertas ocasiones son la única opción para la producción eléctrica en zonas aisladas.
- Reducción de la contaminación medioambiental (visual, del aire...) para la producción energética:
  - La GC, tanto si es mediante energías renovables como mediante el uso de combustibles fósiles requieren de grandes cantidades de terreno o de metros cúbicos marinos, dejando una marca importante en el medioambiente.
  - También la infraestructura necesaria para las líneas de transporte y distribución causan un importante impacto medioambiental (líneas de alto voltaje, espacio para transformadores para reducir el voltaje hasta los consumidores finales, ...)
  - La contaminación causada por las grandes plantas de generación centralizada es muy elevada, y con el riesgo de afectar a zonas pobladas cercanas. Por el contrario, la contaminación de las plantas de generación descentralizada es menor y distribuido por todo el territorio, por lo que el impacto medioambiental está más limitado.
  - La mayoría de los sistemas de generación centralizada operan mediante combustibles fósiles resultando de su combustión la emisión de gases contaminantes perjudiciales para el cambio climático y la salud.

#### Barreras para la implantación de la GD:

- A pesar que hoy en día, la legislación de la mayoría de países ha reducido los obstáculos a la generación distribuida, existen todavía barreras legales y financieras.
- Las plantas de generación centralizada son excelentes desde el punto de vista

económico por el efecto de economía de escala.

- Los sistemas de generación distribuida implican elevados costes de inversión para el consumidor final.
- La tecnología de GD actual todavía no está suficientemente desarrollada y la eficiencia de estos equipos aún es baja.
- No hay una gran cantidad de empresas especializadas en GD dedicadas al suministro y mantenimiento de estos sistemas.

### 1.1.1.3. Tecnologías avanzadas y eficientes

Otro aspecto, que está adquiriendo importancia en los mercados energéticos, es la mejora de las tecnologías actuales para la generación eléctrica y la mejora de su eficiencia.

Actualmente los sistemas de generación eléctrica tienen todavía un largo camino por recorrer en la mejora de su eficiencia. En el pasado los bajos precios de los combustibles y su disponibilidad no impulsaron el diseño de equipos para la obtención de altas eficiencias, sino simplemente para reducir los costes de inversión.

La mejora de los sistemas de producción de energía ha llevado al desarrollo de nuevas tecnologías más eficientes como son los sistemas de cogeneración, trigeneración y poligeneración que se describen a continuación.

#### **Cogeneración:**

La cogeneración no es un concepto nuevo que se haya inventado en la actualidad sino que es tan viejo como la misma generación de electricidad. Posteriormente, las plantas industriales usaron el concepto de cogeneración en los años 80 cuando el vapor era la principal fuente de energía en la industria [16].

El concepto de cogeneración hace referencia a la producción simultánea de dos o más tipos de energía útil usando una única fuente de energía primaria. La definición de la Directiva Europea (2004/8/EC) por su parte, es más restrictiva: la cogeneración corresponde a la generación simultánea de energía térmica y energía eléctrica y/o mecánica en un proceso [17].

En la mencionada Directiva europea (2004/8/CE) se introduce también el concepto de

cogeneración de **alta eficiencia**: que corresponde a la cogeneración que se ajusta a los criterios del Anexo III de la Directiva 2004/8/ y que satisface los valores de referencia armonizados según se establecen en la Decisión 2007/74/CE de la Comisión, de 21 de diciembre de 2006, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo y que en general, se define como la producción mediante unidades de cogeneración que debe alcanzar ahorros de energía primaria de como mínimo un 10% en comparación con la producción por separado de calor y electricidad usada como referencia [18].

Los sistemas de cogeneración pueden consistir en diferentes formas de generación y aprovechamiento del calor residual y por lo tanto, abarcan un amplio rango de tecnologías; pero siempre deben basarse en equipos eficientes e integrados que combinen un generador de energía primaria y un sistema de recuperación del calor residual y que por lo tanto, permitan la producción simultanea de energía mecánica y térmica. La plantas de cogeneración en general convierten el 75-80% de la fuente de generación en energía útil, e incluso las plantas más modernas pueden alcanzar eficiencias del 90% o más [19].

La figura 1-9, muestra a modo de ejemplo una compensación entre la generación de energía mediante cogeneración respecto a la generación convencional [20]. Se observa como en este ejemplo la eficiencia global del sistema de cogeneración alcanza el 76,5% mientras que la media de los sistemas convencionales es bastante inferior, con valores alrededor del 60%.

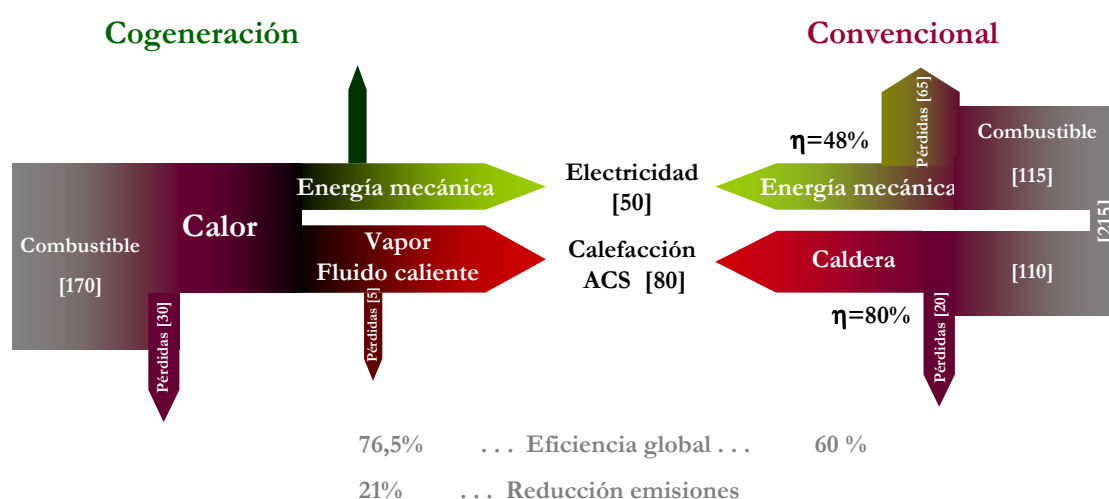


Figura 1-9. Comparativa de un ejemplo de cogeneración con un sistema convencional.

### Trigeneración:

La trigeneración (también conocida como "Combined Cooling, Heating and Power, CCHP" en inglés) es un sistema de cogeneración que integra un equipo de refrigeración activado con calor residual (habitualmente un equipo de refrigeración por absorción) para producir frío [21].

Así pues, el concepto de trigeneración se refiere a la producción simultánea de energía mecánica (normalmente convertida en electricidad), calor (a diferentes niveles de temperatura) y frío (aprovechando el calor residual), usando únicamente una fuente de energía primaria como combustibles fósiles o energías renovables (biomasa, biogás, solar termoeléctrica, etc.). De esta forma la energía térmica residual es usada para la generación tanto de calor como frío incrementando la eficiencia global respecto a los sistemas convencionales y obteniendo importantes ahorros en energía primaria que varían según las tecnologías empleadas, el tamaño de los equipos y las aplicaciones específicas de que se trate.

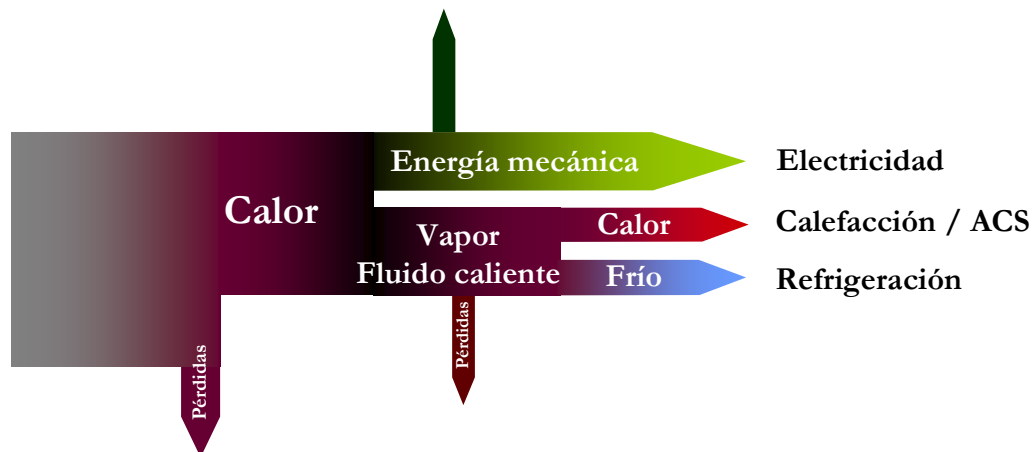


Figura 1-10. Diagrama de un sistema de trigeneración.

Dependiendo de la calidad del calor recuperado del sistema de cogeneración será posible integrar diferentes tecnologías de refrigeración activadas térmicamente. Así por ejemplo, los generadores de energía como las turbinas de gas o las pilas de combustible de óxido sólido

(SOFC – Solid Oxide Fuel Cells) generan energía térmica a muy altas temperaturas adecuadas para sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto con una alta eficiencia. Otros equipos, como las microturbinas o pequeños motores de combustión interna (MCI o ICE-Internal Combustion Engines) tienen capacidad para activar unidades de refrigeración por absorción de simple efecto o tecnologías desecantes. Finalmente, las pilas de combustible PEM (Polymer Electrolyte Membrane) producen calor residual a un rango de temperaturas adecuado para su integración con unidades de refrigeración por adsorción.

### **Poligeneración**

Las posibilidades de mejora de la eficiencia energética de las tecnologías de generación de energía son muy diversas y las definiciones de cogeneración y trigeneración pueden ser en ocasiones demasiado restrictivas para ciertas configuraciones más avanzadas de producción de servicios energéticos. El calor residual recuperado de los equipos de generación y el uso de energías renovables puede usarse no solo para la producción de calor y frío sino también por ejemplo, en procesos de desalinización (véase figura 1-11) [22], aprovechamiento de biogás (véase figura 1-12) [23], entre otros. Por lo tanto, actualmente se está introduciendo un nuevo concepto, la poligeneración, para poder englobar todos los sistemas de generación combinada: cogeneración (electricidad y calor); trigeneración (electricidad, calor y frío) y otros procesos avanzados de sistemas integrados para maximizar la eficiencia global del sistema.

La Poligeneración, por lo tanto, es la producción combinada de electricidad con calor y frío, y otros productos útiles. Esto engloba cogeneración convencional (combinación de electricidad y calor, CHP), trigeneración (de electricidad, calor y frío) al igual que tecnologías para la producción de combustibles, productos químicos y otros productos con valor añadido [24].

En este sentido, las tecnologías de co- y trigeneración de capacidades grandes están muy extendidas en el sector industrial, en cambio las aplicaciones en edificios residenciales, a pesar de su gran potencial, están todavía en una fase muy temprana de introducción en el mercado. Esta tecnología implica una reducción de las capacidades a nivel micro. Entendiendo por microcogeneración cuando su capacidad máxima se encuentra por debajo

de 50 kW; y por cogeneración a pequeña escala cuando su capacidad instalada es inferior a 1 MW según la definición de la Directiva Europea 2004/8/EC. En la literatura se pueden encontrar diferentes definiciones para clasificar los sistemas de cogeneración según su tamaño, algunos autores restringen el término de micro-cogeneración a capacidades por debajo de 15 kW para diferenciar los pequeños consumidores finales (como pueden ser casas unifamiliares, apartamentos, pequeñas empresas y hoteles, etc.) de sistemas de suministro de calor a una red de generación de calor y también porque los sistemas con capacidades por debajo de 15 kW disponen de condiciones especiales para la contratación y conexión a la red [25,26].

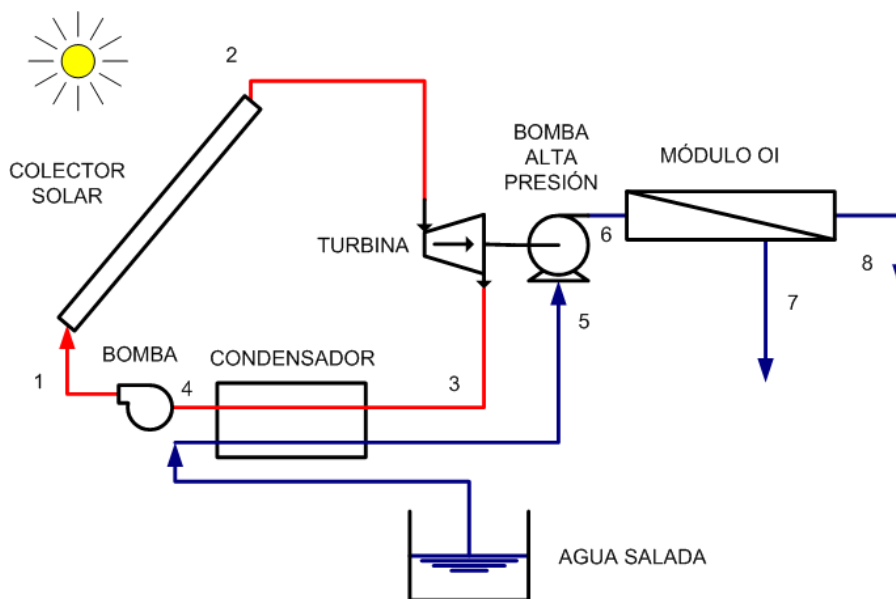


Figura 1-11. Poligeneración con desalación.

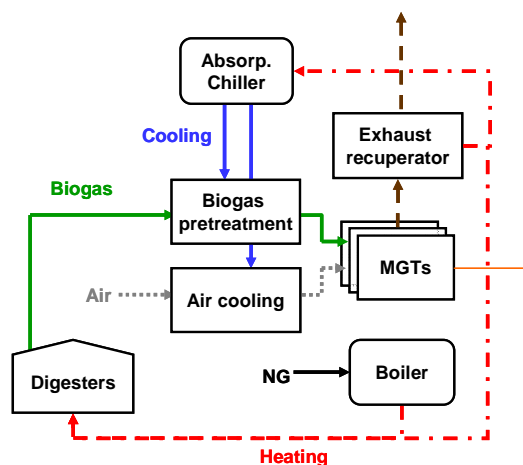


Figura 1-12. Planta de Poligeneración para tratamiento de aguas residuales

### **1.1.2. Políticas y regulaciones**

La Unión Europea ha asumido como prioridad la promoción y desarrollo de instalaciones de alta eficiencia en la producción combinada de electricidad, calor y frío con el objetivo de ahorrar más del 10% de la energía primaria, evitando pérdidas en la red y reduciendo las emisiones, en particular las de efecto invernadero [27]. La importancia de la cogeneración (o CHP - Combined Heat and Power) se reconoció en la legislación Europea: por la resolución del Consejo de 18 de Diciembre de 1997 y por la resolución del Parlamento Europeo el 15 de Mayo de 1998.

Y no sólo la Unión Europea está concienciada. En la actualidad, casi todos los países de la OCDE y un creciente número de países no pertenecientes a ella están implantando novedosos instrumentos para adaptarse a las nuevas circunstancias energéticas mundiales. Los países en desarrollo también están adquiriendo conciencia de la importancia de la eficiencia energética, aunque su nivel de actuación es todavía diferente, puesto que la necesidad de estos países de reducir las emisiones de gas de efecto invernadero y contaminación es menos prioritario que sus problemáticas de financiación, reducción de inversión energética, importación de petróleo o el hecho de aprovechar mejor sus capacidades de suministro actuales para mejorar el acceso a la energía [28].

Un claro ejemplo del interés mundial por la energía y el cambio climático ha sido el Protocolo de Kioto ratificado en 2002 por la UE y del que España publicó el texto de ratificación el 16 de febrero de 2005.

Otro ejemplo es la reunión del Consejo Europeo de Bruselas que tuvo lugar el 8 y 9 de marzo de 2007 donde se destaca el compromiso europeo de transformar la economía Europea en una economía de alta eficiencia energética y con bajas emisiones de gases de efecto invernadero por la que la UE formula su compromiso firme e independiente de lograr al menos una reducción del 20% de las emisiones de gases de efecto invernadero de aquí a 2020 en comparación con 1990 [29].

Sin embargo, la mayoría de las políticas y regulaciones en materia energética son específicas para cada país, puesto que hay muchas diferencias en los patrones de su demanda energética, en las estructuras de suministro eléctrico, en los precios de los combustibles, en la disponibilidad de combustible, en las condiciones climáticas, en las condiciones medioambientales y por lo tanto, deberán adaptarse a cada situación. Así por ejemplo, en

Francia, el porcentaje de cogeneración es bajo debido a la política nacional basada en promocionar la energía nuclear como base de la generación eléctrica. En Holanda y Alemania en cambio se está favoreciendo el desarrollo de la cogeneración debido principalmente a la disponibilidad en estos países de gas natural y carbón. En España, al igual como otros países Mediterráneos en los que la demanda de calefacción es baja, se está investigando y desarrollando la recuperación de calor para aplicaciones de refrigeración mediante enfriadoras por absorción. Por el contrario, en los países más fríos, las tendencias son de distribución mediante red de calefacción de distrito

A nivel de eficiencia energética encontramos diferentes **Directivas Europeas** que se adaptan a las diferentes necesidades:

- Directiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de Diciembre de 2002, relativa a la **eficiencia Energética de los Edificios**. Esta directiva se transpone en España en relación a la Certificación Energética en Edificios con el RD 47/2007, de 19 de enero.
- Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y del Consejo, de 11 de Febrero de 2004, es la normativa que promueve la cogeneración y una pieza clave de la legislación europea en el sector de la cogeneración y eficiencia energética [27]. Esta directiva es una modificación de la Directiva 92/42/EEC.
- La Directiva 2006/32/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 5 de abril de 2006, sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos y por la que se deroga la Directiva 93/76/CEE del Consejo. Esta directiva destaca la definición de un marco de esfuerzo común para conseguir un ahorro energético de un 9% en el año 2016.
- Directiva comunitaria 2008/C 82/01 referente a ayudas estatales a nivel Europeo a favor del medio ambiente.

En España, la política energética nacional promueve la mejora de la eficiencia energética en la generación eléctrica, las energías renovables y la reducción del efecto invernadero para alcanzar los objetivos del Protocolo de Kyoto. En esta línea, España ha publicado el Real Decreto RD661/2007, de 25 de mayo [30] con el objetivo de establecer una estructura adecuada a las necesidades nacionales para regular las tarifas eléctricas de tecnologías de generación eléctrica que usen energías renovables, residuos y cogeneración.

Para dar una respuesta desde España a los compromisos adquiridos a nivel comunitario, se elaboró el nuevo Plan de Acción para el periodo 2008-2012 (PAE4+) que es continuación del que se inició entre 2005 y 2007 con el objetivo de fomentar la eficiencia energética en España consolidando una posición competitiva en el mercado internacional, reconociendo el ahorro y la eficiencia energética como fuentes de crecimiento económico y bienestar social. En este sentido el Plan pretende establecer medidas concretas en siete sectores: Industria; Transporte; Edificación; Servicios Públicos; Equipamiento residencial y ofimático; Agricultura; y, Transformación de la Energía.

En concreto, la legislación española promueve las instalaciones de cogeneración y hay previsiones de incrementar la producción eléctrica española con el objetivo de pasar del actual 12% a un 15% en 2020 según expresó el Director General de Política Energética y Minas, Antonio Hernández en la Séptima edición del Congreso Anual de Cogeneración.

En especial, en España, se fomenta la micro co- y trigeneración con tarifas más favorables para la venta de la energía producida [RD661/2007], ayudas públicas de hasta un 30% para la promoción de la implantación de plantas de cogeneración de alta eficiencia de potencia eléctrica no superior a 50 kW [Plan de Acción 2008-2012], y la simplificación de las condiciones administrativas y técnicas básicas de conexión a la red de baja y media tensión de pequeña potencia [Propuesta de Real Decreto de regulación de la conexión a red de instalaciones de producción de energía eléctrica, de pequeña potencia].

El interés de esta tesis está focalizado en la microcogeneración, la cual representa una parte muy interesante de las aplicaciones de esta tecnología principalmente en el sector residencial, en pequeñas industrias y en edificios comerciales.

### **1.1.3. Oportunidades y barreras para la implantación de la microcogeneración**

Las ventajas de la microcogeneración frente a los sistemas convencionales son muy diversas:

- Se reduce la demanda de electricidad de la red eléctrica nacional. Es evidente que la saturación de la red ocasiona, en muchos países, un aumento de los cortes de electricidad, y por ello, se ha empezado a mostrar una preocupación por este

problema de eficiencia y seguridad del suministro eléctrico. Los sistemas de poligeneración pueden representar una alternativa para reducir la saturación de la red y un sistema que garantice la continuidad del servicio eléctrico.

- Se hace un uso más eficiente de los combustibles al recuperar el calor residual mediante sistemas activados térmicamente.
- Se alcanza una eficiencia global más elevada.
- Se consiguen ahorros de energía primaria considerables.
- Se reducen las emisiones de gases de efecto invernadero principalmente CO<sub>2</sub> [31].
- Se desplaza la producción eléctrica de generación centralizada a formas descentralizadas (véase ventajas en apartado 1.1.1.2).
- Se incrementa la oportunidad de diversificación de plantas de generación y por lo tanto, aumenta la competitividad y la eficiencia del mercado energético.
- El marco normativo actual favorece a la microtrigeneración con tarifas de venta de la energía eléctrica y subvenciones públicas más elevadas.

A pesar de las ventajas que ofrecen los sistemas de microgeneración, existen barreras que dificultan su implantación en el mercado:

- Inversiones iniciales importantes en comparación con soluciones más convencionales
- Es necesario un mantenimiento regular de los equipos, con lo que los costes de mantenimiento son elevados y van a cargo del consumidor final.
- Hay escasez de información técnica para el consumidor final sobre cogeneración.
- El hecho que la disponibilidad de los combustibles de fuentes no renovables para la alimentación de los sistemas de cogeneración no esté asegurada a largo plazo, aumenta el riesgo de inversión en estos equipos. Dependiendo en muchos casos de los cambios políticos de cada gobierno debido al monopolio del sector energético.
- Actualmente, la estructura institucional es deficiente y el marco normativo insuficiente para garantizar la viabilidad y la rentabilidad de los sistemas. Las dificultades que muchas veces presentan para la conexión de los sistemas de

cogeneración a la red eléctrica nacional es una de las principales barreras normativas a la cogeneración. Los procedimientos son excesivamente burocráticos, complejos y requieren de largos plazos para la validación. En el caso de cogeneraciones a pequeña escala, todavía se acentúan más los problemas debido a que la burocracia en gran parte no se reduce y se debe proceder en la mayoría de aspectos igual como la cogeneración a gran escala, por lo que se desincentiva a los posibles inversores. No obstante, esta barrera está en fase de mejora con la nueva propuesta de Real Decreto para la reducción de la conexión a red de instalaciones de producción de energía eléctrica, de pequeña potencia [32]. Por lo tanto, es necesario seguir desarrollando y adaptando las normativas nacionales y las directivas europeas y promover la eliminación de las barreras administrativas, de conexión a la red y económicas.

- La liberalización del Mercado puede ser desincentivador para los inversores. Si los precios de la electricidad son bajos y las tarifas fijadas para la compra de la electricidad generada con cogeneración son muy bajas, la inversión no es tan atractiva y los períodos de retorno se alargan.
- Las restricciones medioambientales no siempre reconocen la eficiencia energética obtenida en los procesos de cogeneración, reduciendo las ventajas de la inversión en cogeneración.

Las fuertes barreras a las que se enfrenta la cogeneración, no parecen ser suficientes para frenar su crecimiento, las previsiones de la Agencia Internacional de Energía (International Energy Agency – IEA), son de un ligero crecimiento hasta el 2015 para continuar con crecimientos más notables hasta el 2030 gracias a las políticas nacionales y a su generalizada implementación. En el G8+5, el porcentaje de cogeneración pasaría del 11% de la generación eléctrica actual a un 15% en 2015 y subiría hasta un 24% en 2030 [31].

## **1.2. Estado del arte de las tecnologías de microtrigeneración**

En este apartado se expone el estado del arte de las tecnologías de microtrigeneración y de sus principales componentes, las tecnologías de microcogeneración (de cabecera y de cola) y las de refrigeración activadas térmicamente con capacidad para adaptarse a las múltiples

necesidades del cliente, principalmente: electricidad, calefacción, refrigeración y ACS.

En la figura 1-13, se han resumido esquemáticamente las principales fuentes de energía primaria y las posibles soluciones tecnológicas disponibles.

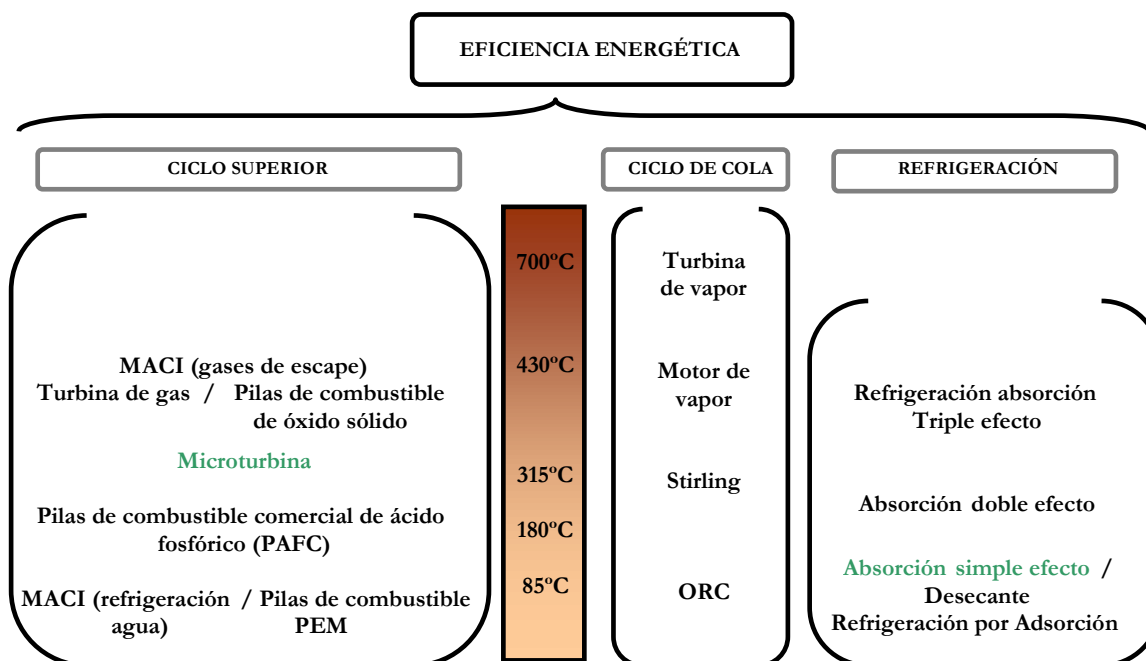


Figura 1-13. Soluciones energéticas sostenibles: tecnologías adecuadas para recuperación de calor.

### 1.2.1. Tecnologías de microgeneración

Las tecnologías de microgeneración se dividen entre las de ciclo superior o de cabecera (producen energía mecánica-eléctrica a partir de energía primaria) y las de ciclo de cola (producen potencia eléctrica o térmica a partir del calor residual de las tecnologías de cabecera).

Las principales tecnologías de microgeneración son: los motores alternativos de combustión interna, las microturbinas de gas, los motores Stirling y las pilas de combustible, todas ellas contempladas en la Directiva Europea 2004/8/CE [33].

Con excepción del motor de combustión interna y las micro turbinas, las otras tecnologías están todavía en una etapa muy temprana de desarrollo, más cercana a prototipos que a un estado de comercialización a pesar de que se han anunciado algunos progresos con

prototipos y equipos en pruebas [34].

Esta tesis se centra en sistemas de microtrigeneración, con capacidades máximas de 50 kW eléctricas en aplicaciones para la producción de energía eléctrica, calor y frío.

Diversas son las formas de clasificar las tecnologías de cogeneración. La más común es la clasificación según el tipo de generador y según la fuente de energía que deriva (véase figura 1-14).

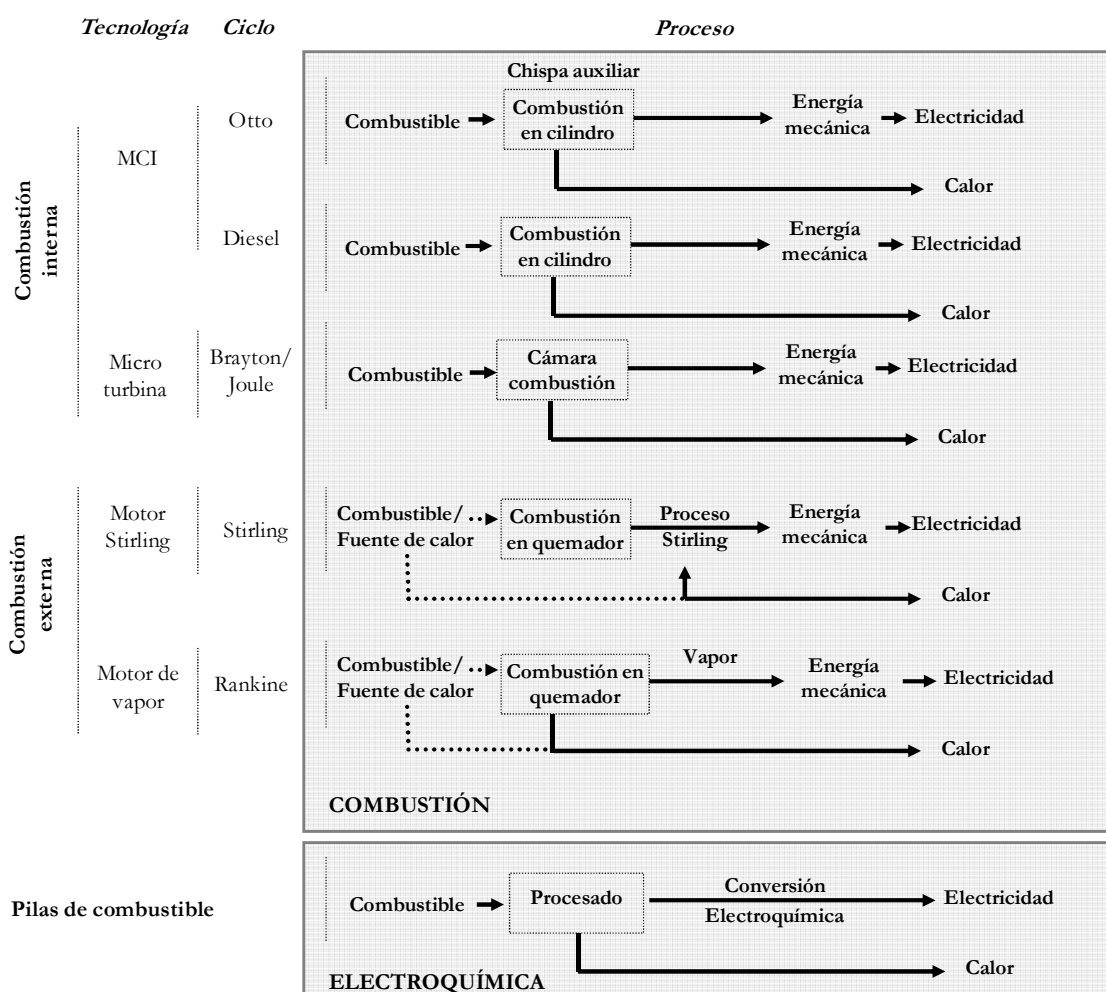







Figura 1-14. Tecnologías de microtrigeneración.

Los motores alternativos de combustión interna (MACI) están basados en el aprovechamiento de la energía mecánica generada gracias al movimiento de un pistón dentro de un cilindro, la cual, en los sistemas de cogeneración, es convertida finalmente de forma habitual en energía eléctrica. Los rendimientos eléctricos de los MACI alcanzan

valores entre 25-45%. Los MACI son una tecnología muy usada para aplicaciones de cogeneración, y están implantándose también lentamente en aplicaciones de micro cogeneración (de 1kW a 50kW) con altas eficiencias (véase tabla 1-1). Las fuentes de calor recuperable provienen generalmente de: los gases de escape y el agua caliente de refrigeración del motor que alcanza temperaturas entre 80 y 90°C. Por lo tanto, requieren como mínimo de dos intercambiadores de calor (para el agua de refrigeración y para los gases de escape), lo que significa más componentes y más pérdida de calor. Además requieren de aceite para lubricación con un mantenimiento regular y disponibilidad de servicio técnico.

Tabla 1-1. Ejemplos de motores alternativos de combustión interna para microcogeneración.

Unidad	ECOWILL (FreeWatt-US) (Honda)	BAXI DACHS (Senertec GmbH)	ECOPOWER e4.7 (Power Plus)	EC POWER	YANMAR
					
Combustible	Gas natural	Gas natural / GLP / Diesel / Biodiesel	Gas natural	Diesel / Gas natural	Diesel
Potencia eléctrica	1kW	5.5 kW	4.5 kW	4-13kW	5-25kW
Rendimiento eléctrico	22,5%	27%			29%
Energía térmica	3 kW	12,5 kW	4-12,5 kW	17-29kW	
Eficiencia global	85,5%	80-90%			85%
Aplicación	Casas unifamiliares	Comercial	Comercial	Comercial	Comercial
Coste instalación	6600€	£15000 sin IVA		£27000 según la unidad	
Disponibilidad	2003 (Japón)	2000 (Europa)	2008 (Europa) Vaillant	2001 (UK)	2007 (UK)
	2005 (USA) por Climate Energy	2003 (UK)		2007 (Europa)	
	2009 en prueba (Europa) por Vaillant				

Las microturbinas de gas representan hoy en día una potencial alternativa a los MACIs, en particular en la microcogeneración debido a la alta temperatura de los gases de escape, que

permite su aprovechamiento en múltiples aplicaciones con una alta eficiencia. Las MTG son sistemas compactos de alta velocidad (alrededor de 100.000 rpm) basados generalmente en el ciclo regenerativo Brayton.

La principal ventaja de las microturbinas frente otras tecnologías como los MACIs es la producción de una única fuente de calor: los gases de escape a alta temperatura y por lo tanto, el sistema de recuperación es más sencillo que en los motores. Otras ventajas de las microturbinas de gas son: - un nivel de ruido moderado; - sin vibraciones; - requieren de un menor mantenimiento, en especial las microturbinas sin aceite lubricante; - las emisiones de gases perjudiciales para el medio ambiente son inferiores a otras tecnologías alternativas, a excepción de las pilas de combustible; - pueden operar con diferentes tipos de combustibles gas natural [35], propano [36], biogás [23, 37].

A pesar de las numerosas ventajas de las microturbinas, su limitado rendimiento eléctrico, es todavía una barrera importante que está perjudicando la implantación de esta tecnología en el mercado. Por ello, la integración eficiente en sistemas de co- y trigeneración puede ayudar a superar esta barrera.

Con el objetivo de aumentar el rendimiento eléctrico de la microturbina hasta un 50% más, muchos fabricantes añaden intercambiadores de calor aire-aire (regenerador o recuperador) de alta eficiencia y bajo coste que recuperan el calor residual de los gases de escape a la salida de la turbina para precalentar el aire comprimido antes de entrar en la cámara de combustión y de esta forma reducir la cantidad de combustible. En el caso de aplicaciones en co- y trigeneración se deberá evaluar el interés de aumentar el rendimiento eléctrico o aprovechar el calor residual a temperaturas más elevadas para aumentar la potencia térmica o frío según las necesidades del consumidor final.

Actualmente, los fabricantes de microturbinas con capacidades por debajo de 200 kW son básicamente cinco (véase tabla 1-2). Capstone Turbine Corporation, es líder en el sector con un 82% del mercado.

Además de los indicados en la tabla 1-2 existen otros fabricantes que están desarrollando nuevos prototipos todavía en fase de pruebas como es el caso de la empresa Tecnoartés (Mataró, España).

En la tabla 1-3 se expone una comparativa entre las prestaciones de diferentes microturbinas de gas con capacidades iguales o inferiores a 100 kW.

El número de microturbinas de gas instaladas en Europa es bastante bajo, sobre todo teniendo en cuenta su mercado potencial. Las aplicaciones más interesantes para esta tecnología se encuentra en los edificios residenciales y de servicios, hospitales, edificios municipales, hoteles, pequeñas y medianas industrias de la alimentación y pequeños comercios entre otros, sobre todo para instalaciones aisladas.

Tabla 1-2. Fabricantes actuales de microturbinas de gas.

Fabricantes (comercializadas)	Rango de potencias
Capstone Turbine Corporation	30, 65, 200 kW
Elliot Energy Systems Inc.	80 kW
Turbec AB	100 kW
Bowman Power Ltd.	50, 80 kW
Ingersoll-Rand Energy Systems	75 - 250 kW

Tabla 1-3. Comparativa entre microturbinas de gas (con potencia igual o inferior a 100 kW).

Fabricantes		Capstone		Elliot Energy Systems	Turbec AB	Bowman Power LTD	Ingersoll Rand Energy		
Generación eléctrica	Potencia nominal [kW]	30	65	100	100	80	70		
	Rendimiento eléctrico (%)	26	29	29	33	26	32		
Generación térmica	Potencia máxima [kW]	65	120	172	155	150	100		
	Eficiencia global (%)	82	82	75	77	74	80		
Gases de escape	Caudal [kg/s]	0,31	0,49	no disponible	0,8	0,83	0,726		
	Temperatura [°C]	275	309	293	270	278	232		
Consumo	combustible [kW]	115	224	362	333	285	241		
Precio	[€]	51408	85000	80000	169500	185100	129150		
Mantenimiento	€/kWh	0,021 €/kWh	0,0192	0,01	0,0144 €/kWh	0,0125	0,0144		
	frecuencia durante el año	8000 h	8000 h	no disponible	6000 h	no disponible	8000 h		
Ciclo de vida	Horas	30000	30000	no disponible	30000	no disponible	80000		
Impacto medioambiental	Emisiones	NOx	<9ppmvd	<5ppmvd	189 mg/kWh	115 192 mg/kWh	70 mg/kWh		
		CO			118 mg/kWh	65 mg/kWh	84 mg/kWh		
	Nivel de ruido	dB(A)	65	70	62	70	77	78	
Tamaño	Dimensiones	Ancho	mm	762	762	850	900	876	1828
		Prof.	mm	1524	1956	3250	1810	3100	1828
		Alto	mm	1956	2108	2250	2770	1922	2133
	Peso		kg	405	758	2040	2250	no disponible	2270





El motor Stirling es de gran interés por sus aplicaciones en sistemas de cogeneración de diverso tipo, incluso con energía renovable. Se inventó en 1816 con el objetivo de simplificar la máquina de vapor, pero con el desarrollo del motor de combustión interna, quedó apartado. En los últimos años se ha recuperado el interés por esta tecnología.

Esta tecnología se basa en un proceso de aporte de calor externo continuo y opera en base a un ciclo termodinámico regenerativo cerrado, capaz de alcanzar altas eficiencias. El hecho de utilizar una fuente de calor externa, ofrece una gran flexibilidad de suministro (energía nuclear, combustibles fósiles, calor residual, energía solar, etc.). Además tiene un buen rendimiento a carga parcial, con largos períodos de servicio, bajos costes de mantenimiento y bajas emisiones.

A pesar de las numerosas ventajas de los motores Stirling, es una tecnología que todavía no está muy introducida en el mercado y tiene aún un coste elevado.

En la tabla 1-4 se muestran las características técnicas de motores Stirling actualmente disponibles en el mercado o en fase de comercialización.

Tabla 1-4. Ejemplos de motores Stirling para sistemas de micro cogeneración.

Unidad	WhisperGen™	Baxi Ecogen [38]	Infinia	Disenco [39]
				
Combustible	Diesel, Queroseno, Gas natural	Gas	Solar	Gas, biofuel energías renovables, madera, aceite,
Potencia eléctrica	0,8 – 5,5 kW	1,1 kW	1 - 3 kW	0,5-3 kW
Rendimiento eléctrico	-	4-5%	12,5%	-
Energía térmica	7 – 12 kW	24 kW	4-40 kW	12 - 17,4 kW
Eficiencia global	90%	92%	80%	92%
Aplicación	Casas unifamiliares	Casas unifamiliares	Casas unifamiliares	Casas unifamiliares / Pequeño comercio
Coste instalación	€14000	£ 6-8000	-	-
Operación y mantenimiento	-	-	0,010 €/kWh	-
Disponibilidad	UK 2010 (Holanda y Alemania)	Comercial	Comercial	2009

Por último, las pilas de combustible son sistemas electroquímicos que convierten energía química directamente en electricidad con muy bajas emisiones, una alta eficiencia y nivel de ruido muy bajo. En el proceso electroquímico y a menudo también en el procesado de los reactivos, se produce calor residual y por lo tanto, es un sistema atractivo para la cogeneración con un rango de aplicación que puede variar entre 1 kW y 10 MW. Al no ser máquinas térmicas, su rendimiento no está limitado por el rendimiento de Carnot, por lo que se alcanzan altos rendimientos eléctricos, entre 30 – 60% dependiendo de diversos factores y un 80% de eficiencia global en aplicaciones de cogeneración (CHP). A pesar de sus numerosas ventajas, sus elevados costes, la duración de las pilas limitada y los problemas de corrosión dificultan su comercialización.

Las pilas de combustible PEMFC (de membrana de polielectrolito) es la tecnología más extendida y con mayor presencia en el mercado. En la tabla 1-5 se indican algunas de las unidades que se comercializan actualmente en el mercado de pequeña potencia < 50kW.

Tabla 1-5. Unidades de PEMFC comerciales.

Fabricante	Unidad	Aplicación	Potencia	Eficiencia	Comercial	País
Ballard Power Systems Inc.	MARK 9 SSL	Movilidad ligera	4,4 /19,3kW		Sí	Canadá
	MARK 1030	Cogeneración	1,3 kW			
	MARK 1020 ACS	Back-up y movilidad ligera	0,3-5 kW			
General Hydrogen	Hydricity® Packs	Baterías para vehículos	Hybrids 3-14 kW		Sí, venta directa	USA
Hydrogenics	HyPM XR (DC) Backup Power Systems	Estacionario	8-16 kW	55%	Sí	Canadá
	HyPM XR Power Modules	Estacionario y movilidad	4-65 kW	55%		
IdaTech	ElectraGen™ 5	Back-up	5 kW	50%	Sí	USA
	ElectraGen™ 3		3 kW	50%		
Nuvera Fuel Cells	PowerFlow PFS-005	Portátil, estacionario,	5 kW	56%	Sí	USA – Italia
	PowerFlow PFS-009	Back-up, equipo auxiliar	9 kW	56%		
Plug Power Inc.	GenCore® 5T / U	Back-up	5 kW	-	Sí	USA
Relion	T-1000 / 2000	Comunicaciones, domótica	600W – 12 kW	-	Sí	USA
Teledyne Energy Systems	Teledyne PEM Fuel Cells	Aeroespacial y defensa	100W-15 kW	-	Sí	USA
UTC Power	PureCell™ System Model 5	Back-up	5 kW	40%	Sí	USA
Hydrogenics	HyPM Power Packs	Movilidad	12 kW	55%	Sí	Canadá

En la tabla 1-6 se resumen las características principales de las diferentes tecnologías técnicamente viables consideradas para sistemas de cogeneración.

Tabla 1-6. Comparación entre diferentes tecnologías de cogeneración.

Tecnología	MACI	Microturbina de gas	Stirling	Pilas de combustible
<b>Disponibilidad</b>	Comercial (tamaños pequeños en desarrollo)	Comercial	En desarrollo	En desarrollo
<b>Combustible</b>	Diesel, gas natural, biogás, gasolina, HFO, LFO, nafta	Gas natural, biogás, diesel, queroseno, nafta, metanol, etanol, alcohol	Gas natural y líquidos	Gas natural, propano, biogás, hidrogeno
<b>Tamaño</b>	1 kW - 1MW	30- 400kW	1 – 100 kW	1-3000kW
<b>Rendimiento eléctrico</b>	25-45%	14-30%	12-40 %	36-50%
<b>Eficiencia global</b>	~65-90%	~60-85%	~60-85%	~80-90%
<b>Coste instalación (€/kW)</b>	540-3000	750-1700	2000-50000	900-5,000
<b>Coste mantenimiento (€/kWh)</b>	0.005-0.020	0.003-0.015	-	0.005-0.0153
<b>Emisiones (gm / bhp-hr)</b>	Ciclo Diesel: NO <sub>x</sub> : 7-9 / CO: 0.3-0.7 Ciclo Otto: NO <sub>x</sub> : 0.7-13 /CO: 1-2	NO <sub>x</sub> : 9-50 ppm CO: 9-50 ppm	Inferior a los MACI	NO <sub>x</sub> : <0.02 CO: <0.01

### 1.2.2. Tecnologías de refrigeración activadas térmicamente de pequeña potencia

En este apartado se pretende exponer la situación actual de las máquinas de refrigeración activadas térmicamente y de pequeña potencia. En primer lugar se describen los sistemas existentes, haciendo hincapié en el desarrollo de dicha tecnología y analizando la presencia de estas máquinas en el mercado

La tecnología de refrigeración activada térmicamente es una alternativa a los sistemas convencionales de compresión eléctricos, consiguiendo una reducción de los niveles de ruido, vibraciones, emisiones, del coste de mantenimiento y del impacto ambiental con el uso de refrigerantes no contaminantes. Además se minimiza el consumo eléctrico mediante la utilización de calor residual o fuentes de energía renovable. Estos sistemas pueden incorporarse fácilmente a sistemas de cogeneración formando sistemas de trigeneración que mejoran la eficiencia global de los sistemas de energía y el número de horas de funcionamiento al prolongar el uso de la cogeneración hasta meses calurosos para el suministro de frío.

Para medir la eficiencia de los sistemas de refrigeración activados térmicamente, se utiliza el coeficiente de operación (COP) que se define como la relación entre el frío producido respecto a la energía térmica de activación utilizada.

$$COP = \frac{\text{Frío producido}}{\text{Energía térmica de activación}} \quad (1)$$

A pesar de que los COPs de los equipos de refrigeración activados térmicamente de pequeña potencia son inferiores a los sistemas de refrigeración convencionales, al emplear energía residual o renovable para su accionamiento, conllevan en muchos casos un ahorro en energía primaria, con la consiguiente reducción de emisiones.

Las tecnologías de refrigeración activadas térmicamente para la integración en sistemas de microtrigeneración son básicamente:

- Sistemas de refrigeración por sorción (ciclo cerrado)
  - Absorción de simple efecto (principalmente: agua-LiBr o amoníaco-agua)
  - Adsorción (principalmente: agua-sílica gel)
- Sistemas de refrigeración con sistemas desecantes (ciclo abierto)

El ciclo termodinámico en el que se basan los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto consiste en generar frío mediante un ciclo continuo cerrado con un par de

trabajo (refrigerante-absorbente) que normalmente suele ser agua-bromuro de litio o amoníaco-agua. En este ciclo, el fluido refrigerante se evapora a baja presión y a baja temperatura, causando un efecto de enfriamiento. Posteriormente el proceso de absorción en el que el refrigerante es absorbido por un líquido absorbente, da como resultado una solución líquida que se comprime a alta presión requiriendo para ello un trabajo mucho menor que en los equipos convencionales con compresión mecánica del vapor. Finalmente, el refrigerante se expande gracias a una válvula de expansión y la presión disminuye hasta alcanzar la presión de baja inicial (esquema en Anexo D1). Los COPs de los equipos de refrigeración por absorción a pequeña escala de simple efecto son de 0,6 - 0,75.

Las enfriadoras por absorción de amoníaco-agua pueden refrigerar hasta temperaturas de -60°C [40] para aplicaciones industriales. En el caso de usar agua como refrigerante, la temperatura en el evaporador está limitada a temperaturas por encima del punto de congelación. El amoníaco diluido en agua es absolutamente seguro y comparando con otros refrigerantes, tiene la ventaja de no tener limitaciones en relación a la protección de la capa de ozono, no produce efecto invernadero, está muy testado y sus características termodinámicas son muy buenas.

Los equipos de refrigeración por absorción pueden activarse mediante diferentes fuentes de energía: accionadas directamente con el calor de combustión del gas natural o propano o indirectamente mediante fluidos a alta temperatura agua, aceite, vapor de agua o gases de escape, produciendo frío con capacidades de refrigeración entre 5 kW y 6 MW. Los equipos de interés para esta tesis son los accionados térmicamente con fuentes indirectas y susceptibles de ser integrados en sistemas de trigeneración de pequeña potencia, permitiendo el uso de energías renovables o energía térmica residual.

Actualmente hay varios fabricantes de equipos de refrigeración por absorción de pequeña capacidad. En la tabla 1-7 se indican las enfriadoras por absorción de pequeña potencia más representativas clasificadas según la tecnología utilizada sea con bromuro de litio, con amoníaco u otros sistemas alternativos.

Tabla 1-7. Fabricantes actuales de sistemas de refrigeración por absorción accionados térmicamente con capacidades inferiores a 50 kW.

Par de trabajo	NH <sub>3</sub> - Agua			
Aporte de calor	Agua caliente a 90°C		Aceite térmico	Agua presurizada
Condensadas	Agua	Aire	Aire	
Unidades	Pink (10 kW [41]) -12 kW[42]) AGO (50 kW)	Solarfrost (8 kW) Pink (6,7 kW) [43]	Robur (12kW[44]) - 17kW[45],[46])	Robur (17 kW) [47]
Par de trabajo	Agua - LiBr			Otros (H <sub>2</sub> O-LiCl)
Aporte de calor	Agua caliente a 90°C		Gas natural	Agua caliente 90°C
Condensadas	Agua	Aire	Aire	Aire / agua
Unidades	Yazaki (35 kW) Thermax (35 kW) EAW (15 kW) [48] Phoenix (10 kW) [48]	Rotartica (4,5 kW)[49]	Yazaki (28 kW)	Climatewell (6 – 12 kW)

A pesar de que son los pares de trabajo más utilizados, el H<sub>2</sub>O-LiBr y NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, presentan ciertos inconvenientes importantes: en el caso de la mezcla H<sub>2</sub>O-LiBr, la solubilidad es limitada, es muy corrosiva, hay problemas de cristalización, en general requiere de torre de refrigeración y no pueden operar por debajo de 5°C; en el caso de la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, el operar con amoníaco implica un riesgo por su toxicidad, por las elevadas presiones de operación, requiere de rectificación para la separación de la mezcla y de temperaturas relativamente altas para su activación.

Las enfriadoras por absorción condensadas por aire no requieren torre de refrigeración, por lo tanto, evitan el riesgo de contaminación bacteriológica por legionela y se reduce los costes de inversión y mantenimiento. No obstante, el hecho de ser aerorefrigeradas implica una disminución de la capacidad y la eficiencia de los equipos, en especial los de agua-LiBr como es el caso de la Rotartica, con COPs alrededor de 0,43 para temperaturas ambientes de 35°C. En el caso del par de trabajo agua-LiBr se acercan más a la zona de cristalización, limitando el desarrollo de estas tecnologías [50].

Por estos motivos, diferentes grupos de investigación están trabajando en mezclas ternarias alternativas: incorporando sales de litio (cloruro, nitrato, ioduro) para mejorar la mezcla  $H_2O-LiBr$ , o la adición de hidróxidos alcalinos  $KOH$  o  $NaOH$  [51,52] para mejorar la eficiencia de la mezcla  $NH_3-H_2O$  y reducir la temperatura de activación. En concreto el estudio de Steiu et al [53] sobre la adición de  $NaOH$ , ha demostrado una sustancial mejora en la separación de la mezcla, en la reducción de la temperatura de activación y un incremento de aproximadamente un 20% en el COP. Por otra parte, [54,55] han trabajado en la búsqueda de nuevos pares de trabajo absorbente-refrigerante para el desarrollo de enfriadoras de absorción aerorefrigeradas.

Aparte de las unidades expuestas en la tabla 1-7, otros grupos de investigación, están desarrollando y ensayando nuevos equipos: la Universidad en Investigación aplicada de Stuttgart (Alemania) ha desarrollado un prototipo de  $NH_3-H_2O$  de simple efecto que alcanza una potencia de refrigeración de 10 kW con temperaturas del agua entre 90-150 °C, alcanzando COPs entre 0,5 – 0,77 [56]; la Universidad de Florencia (Italia) ha desarrollado un prototipo de una unidad de refrigeración por absorción amoníaco-agua de 20 kW de capacidad frigorífica activada directamente con gases de escape con COPs de alrededor de 0,55-0,6 en caso de operar por debajo de 0°C y 0,68 para temperaturas de enfriamiento de 7°C [57]; el centro tecnológico TZ en Kötchen (Alemania) con una enfriadora por absorción de simple efecto amoníaco-agua de 15 kW de potencia frigorífica para la climatización de oficinas con COPs entre 0,4 y 0,5 activada mediante el agua a baja temperatura, entre 88 y 95°C [58] o la Universidad Politécnica de Cataluña con una enfriadora por absorción de simple efecto  $H_2O-LiBr$  de 6,7 kW de potencia de refrigeración pero COPs bajos, 0,32-0,47 [59].

La presencia de la tecnología de refrigeración por adsorción en el mercado es más reciente que la de absorción y por lo tanto, no está tan desarrollada. El principio de funcionamiento es similar al de la absorción, aunque en este caso el sorbente no es un líquido sino un sólido. Esto implica una mayor facilidad para su uso en aplicaciones móviles, suscitando un gran interés en el sector del transporte aunque esta aplicación todavía está en desarrollo. Por otra parte, la adsorción permite operar a temperaturas de activación más bajas (entre 60 – 100°C). Es por ello que la refrigeración por adsorción sea atractiva para aplicaciones de trigeneración con fuentes de calor residual a bajas temperatura, como por ejemplo la posibilidad de utilizar pilas de combustible (PEMFC) o colectores solares de menor coste

aunque obteniendo COPs inferiores a los de absorción, alrededor de 0,4 - 0,6 con temperaturas de enfriamiento mínimas de 5°C si se utiliza agua como refrigerante [60,61].

Por su parte, los sistemas de refrigeración con desecantes pueden operar individualmente como enfriadoras o conjuntamente con enfriadoras por absorción o adsorción con el objetivo de mejorar las condiciones de calidad del aire, controlando la humedad del espacio a climatizar y eliminando contaminantes que puedan afectar a la salud de los ocupantes. Los equipos que utilizan esta tecnología se basan en la actuación directamente sobre el aire a climatizar mediante un control simultáneo de la temperatura y la humedad. El proceso de desecación implica la circulación de una corriente de aire húmeda, en el que un material desecante es el encargado de retener la humedad. Posteriormente, este material desecante deberá ser regenerado mediante una corriente de aire caliente (a baja temperatura entre 60 – 95°C) generado mediante diferentes fuentes de calor (solar, energía térmica residual, entre otros) [62,63]. Los sistemas desecantes son una tecnología con una larga experiencia en su operación utilizada para aplicaciones en las que se requiera aire con baja humedad. Existen un amplio rango de potencias y de fabricantes que comercializan equipos desecantes, pero su baja efectividad; sus costes de inversión, el volumen de los equipos y la degradación de los componentes debido a la contaminación hacen que no acaben de tener una amplia presencia en el mercado de la climatización.

### 1.2.3. Sistemas de microtrigeneración

En la literatura científica y técnica se presentan numerosos estudios de sistemas de microtrigeneración con MACIs y MTG. El estudio de Arteconi et al. [64] presenta un análisis basado en los ahorros en energía primaria de diferentes configuraciones para la aplicación de sistemas de generación distribuida y trigeneración con MACIs (330 kW) y MTG (200 kW) integrados con enfriadoras de absorción amoníaco-agua (15 kW) y de agua-LiBr (100 kW) en supermercados, demostrando la viabilidad de esta tecnología tanto en términos energéticos como económicos, y Maidment y otros [65,66] con el análisis de la aplicación de sistemas de trigeneración con enfriadoras por absorción en supermercados. Deng et al. [67] presentan una revisión de tecnologías de refrigeración activadas térmicamente para la integración en sistemas de trigeneración.

A nivel experimental, son diversos los grupos de investigación que trabajan para aumentar la eficiencia energética de los sistemas de trigeneración basados en las MTG como ciclos de

cabecera. En estos sistemas se aprovecha el calor residual de los gases de escape para la producción de calor y frío mediante equipos de refrigeración por absorción. La integración entre ambas tecnologías puede ser directa (enfriadoras accionadas por los gases de escape) o indirecta utilizando fluidos térmicos para la transferencia de calor entre los gases de escape y el generador del equipo de refrigeración.

Como aplicaciones directas con enfriadoras por absorción condensadas por agua destacan:

- En la Universidad de Pisa la integración de una MTG de 45 kW (Elliot) con una enfriadora por absorción de agua-bromuro de litio de 176 kW de frío (Century AR-F50G2) accionada directamente por los gases de escape a una temperatura de 700°C. Los resultados de los ensayos experimentales mostraron rendimientos eléctricos bajos inferiores al 13% y grandes pérdidas de calor, reduciéndose en 100°C la temperatura de entrada a la enfriadora por absorción [68].
- El sistema integrado por una MTG de 60 kW (Capstone C60) y una enfriadora por absorción de 70 kW de frío por la Universidad de Maryland (USA) [69]. Los ensayos se realizaron operando la MTG con propano y gas natural, obteniendo un mayor rendimiento eléctrico con gas natural que con propano (véase figura 1-15) [70].

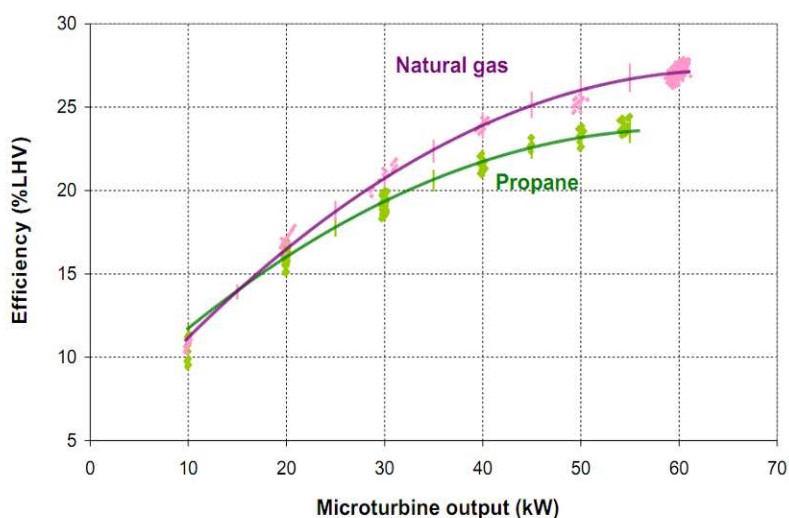


Figura 1-15. Comparación del rendimiento eléctrico entre la MTG de 60 kW operando con propano y con gas natural por la Universidad de Maryland [70]

- La integración de una MTG de 30kW (Capstone C30) alimentada con propano con una enfriadora por absorción de doble efecto de agua-LiBr de 52,7 kW condensada por

agua, confirmando la viabilidad de estos sistemas con ahorros en energía primaria de 12,3% [71].

En cuanto a sistemas de trigeneración accionados directamente con los gases de MTG con enfriadoras por absorción condensadas por aire se puede mencionar el realizado por la compañía de gas Southern California Gas (Downey, California, EEUU) de una microturbina de 30 kW (Capstone C30) con una enfriadora por absorción (modelo ACF 60-00) de 35 kW (figura 1-16) [72]. Probablemente estos ensayos no fueron del todo satisfactorios ya que el generador del equipo de absorción no estaba especialmente diseñado para el uso directo de los gases de escape.



Figura 1-16. Sistema de microtrigeneración con MTG y enfriadora por absorción de amoníaco-agua accionando directamente con los gases de escape en California.

Los sistemas de trigeneración con microturbina de gas y aprovechamiento térmico de los gases de escape mediante agua caliente como fluido térmico para la transferencia de calor encontrados en la literatura consultada son:

- La integración de una MTG Bowman de 80 kW (TG80CG) y una enfriadora por absorción de 105 kW de frío (WFC-30R) instalados en el Tanatorio del Hospitalet del Llobregat (Barcelona) [73,74]. Actualmente esta instalación está fuera de servicio debido a los problemas de funcionamiento de la microturbina.
- La instalación en Ikerlan (España) en la que se instaló una microturbina Capstone de 30 kW con una unidad de refrigeración por absorción Rotartica de 4,5 kW [75].

- La integración de una MTG de 115 kW con una enfriadora por absorción de agua-LiBr de 35 kW (WFC 10) en Graz-Thondorf (Austria). El primer año de funcionamiento 2003-2004 funcionó 7250 horas, produciendo 745 MWh de electricidad y aproximadamente 1100 MWh de calor [76].
- La integración de una MTG de 100 kW (Elliot TA 100 RG CHP) y una enfriadora por absorción de 98 kW (Century AR D30 L2), en el Politécnico de Turín (véase figura 1-17) [77].

En todos los casos, las enfriadoras por absorción son condensadas por agua.

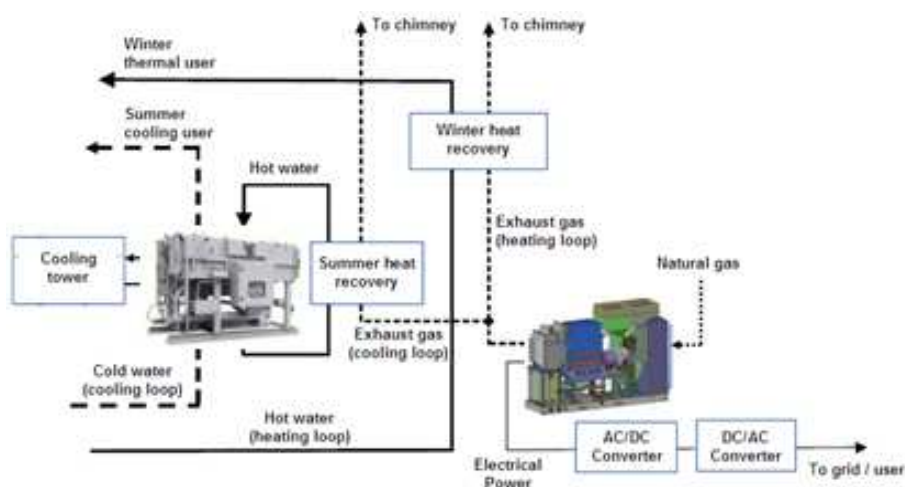


Figura 1-17. Sistema de microtrigeneración con MTG de 100 kW y enfriadora por absorción de 98 kW accionados térmicamente con agua caliente como fluido térmico en el Politécnico de Turín.

### 1.3. Situación actual de las tecnologías de microtrigeneración en España

Este apartado se dedicará al estudio de la situación actual de los sistemas de microgeneración y microtrigeneración en España. En primer lugar se realiza una visión de la situación actual de los MACIs y las microturbinas de gas como tecnologías de cabecera de la microgeneración. A continuación se indican los equipos de cogeneración registrados en el RIPRE para la venta eléctrica. Finalmente, se analiza la situación actual de las enfriadoras por absorción activadas térmicamente instaladas en España.

### 1.3.1. Microgeneración en España

Los sistemas de cogeneración con MACIs de pequeña potencia no están todavía muy implantados en España. En cambio, a nivel Europeo ha habido una promoción en ciertos países que ha incrementado su distribución, principalmente en Alemania.

En la figura 1-18, se muestra la implantación del motor de combustión interna Dachs en Europa. A pesar de ser el motor de pequeña potencia más vendido en España con más de 100 instalaciones, queda muy lejos de las más de 22.000 unidades instaladas en Alemania.

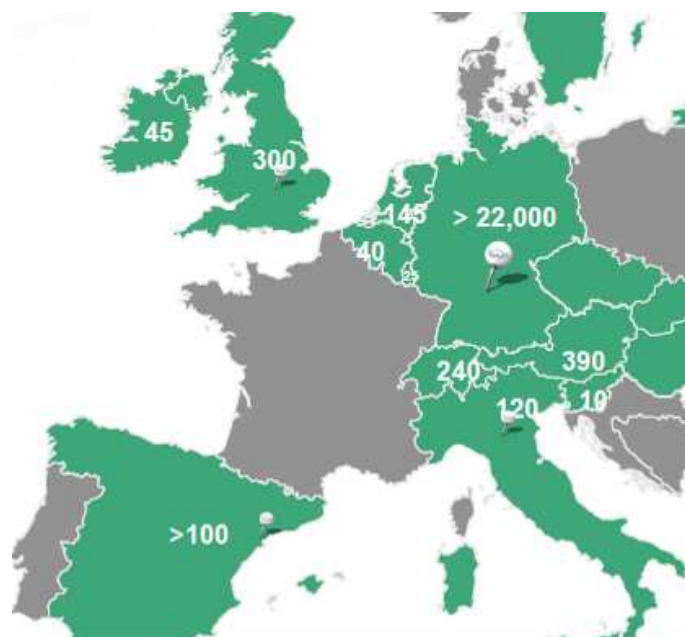


Figura 1-18. Unidades instaladas en Europa del motor de combustión de pequeña potencia (5,5 kW) Dachs

Por otra parte, los sistemas de microgeneración con microturbinas de gas son todavía más escasos. Actualmente, en la Península Ibérica, hay 28 instalaciones, de las cuales, 22 son microturbinas Capstone.

En la figura 1-19 se indica la localización y características de las 28 instalaciones (para más información véase anexo A.1).

En el RIPRE (Registro de “Instalaciones de Producción en Régimen Especial – RIPRE”); publicado por el Departamento de Energía del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio [78], se encuentran listadas entre otras las instalaciones de micro cogeneración a

las que se les ha concedido la venta de la producción eléctrica a precios especiales garantizados por el gobierno español.



Figura 1-19. Microturbinas instaladas en la Península Ibérica.

A partir de los datos recogidos, hasta mediados de 2010, en España se encuentran registradas en el RIPRE, un total de 58958 instalaciones con una capacidad eléctrica total de 68828 MW. La figura 1-20 muestra que el 91,5% de los registros corresponden a las instalaciones fotovoltaicas, mientras que únicamente el 2% son sistemas de cogeneración (1187 instalaciones). No obstante, si se observa la capacidad eléctrica, la fotovoltaica produce únicamente el 5,1% del total del Régimen especial, y la eólica lidera la producción en Régimen Especial con un 73,8%. La cogeneración tiene también una presencia importante en la producción en Régimen Especial con un 9,6% (6567 MW) (véase figura 1-21).

Estos datos confirman la importancia de las políticas energéticas para la promoción de las tecnologías alternativas. En España, la política ha favorecido la tecnología fotovoltaica con atractivas ventajas económicas, lo que ha hecho mover el sector energético hacia esa dirección y ha incrementado, en pocos años, el número de instalaciones. Tal ha sido la dinámica producida por esta tendencia, que se han dado cuenta de un exceso y descontrol

de las instalaciones fotovoltaicas y a mitades de 2010 han empezado a tomar medidas para frenar la concesión de licencias, reducir las zonas hábiles para la instalación de esta tecnología e incrementar el control de la producción eléctrica y de instalaciones irregulares.

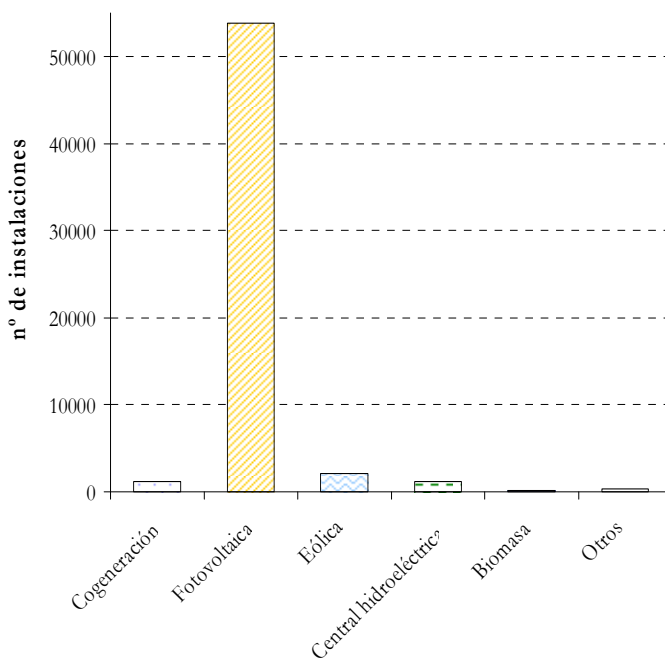


Figura 1-20. Instalaciones de energías renovables y cogeneración en Régimen Especial en España (RD661/2007) - (20/05/10).

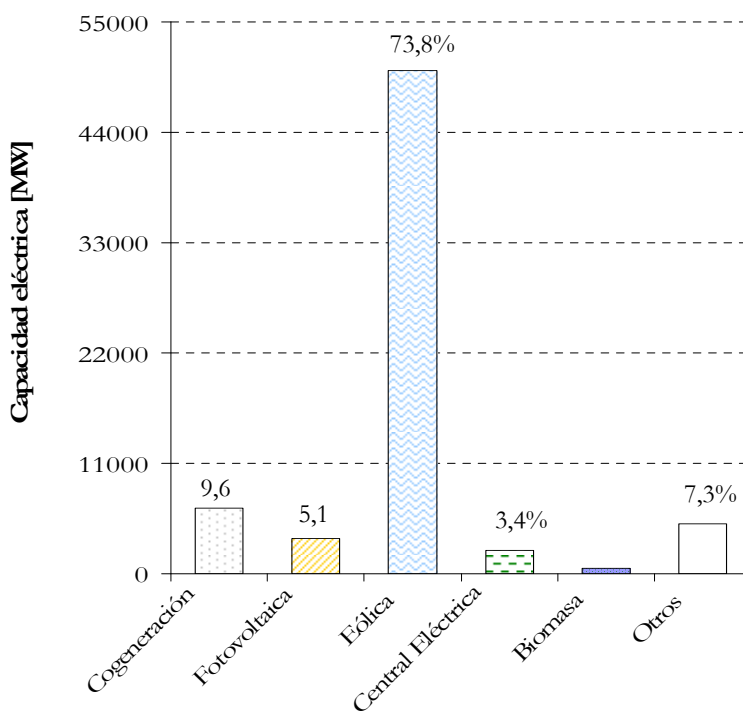


Figura 1-21. Capacidad eléctrica de las instalaciones de energías renovables y cogeneración en Régimen Especial en España (RD661/2007) - (20/05/10).

El 92% de las instalaciones registradas en el RIPRE son tecnología de pequeña escala, no obstante suministran únicamente el 5% de la electricidad producida (véase figura 1-22 y 1-23).

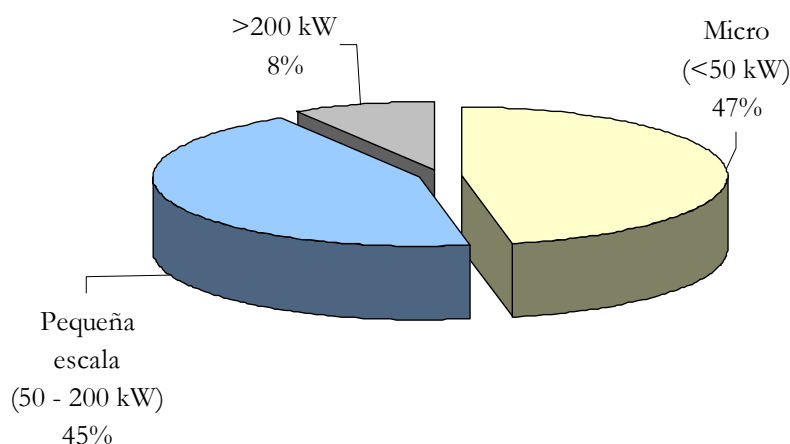


Figura 1-22. Instalaciones en Régimen Especial en España según tamaño (20 Mayo 2010).

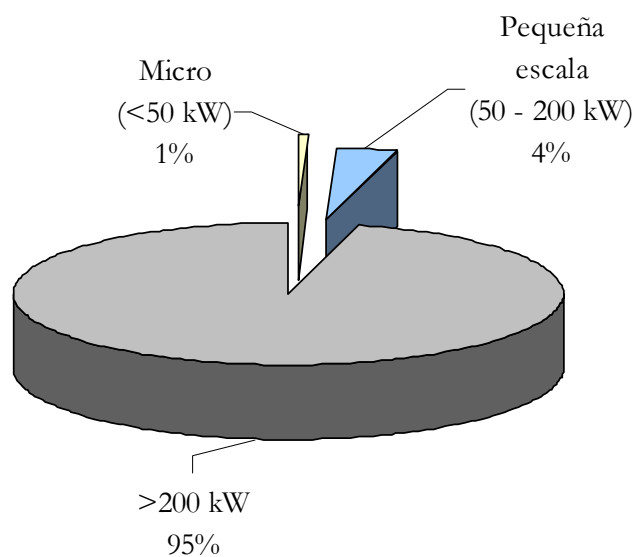


Figura 1-23. Capacidad eléctrica instalada en Régimen Especial en España según tamaño (20 Mayo 2010).

De las 1187 instalaciones de cogeneración inscritas en el RIPRE, el 78% de la electricidad producida se realiza con unidades operadas con gas natural; 281 unidades de GLP cubren el 19% de la producción y el resto corresponde a 28 sistemas de cogeneración de biomasa (véase figura 1-24).

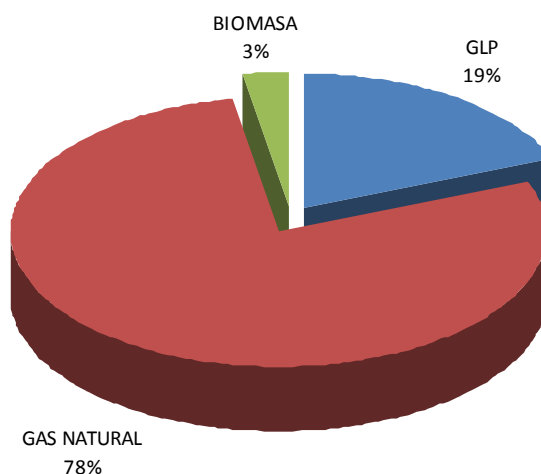


Figura 1-24. Instalaciones de cogeneración en España en Régimen Especial por combustible (RD661/2007) - (20/05/10)

Si nos centramos en el objeto de estudio de esta tesis, la cogeneración a nivel micro, se observa que en España sólo hay 14 instalaciones registradas en el RIPRE, con tamaños inferiores a 50 kW, 12 de ellas son de gas natural y 2 de GLP (véase tabla 1-8).

Tabla 1-8. Tecnologías de micro cogeneración registradas en el RIPRE (20 Mayo 2010)

Instalación	Localización	Registro	Capacidad Eléctrica	Observaciones
Gaizka aurteneche landa	Lezama	RE-023960	5 kW	Gas natural
Residencial Mare de Deu del Port [79]	Barcelona	RE-101763	5,5 kW	Motor Senertec Gas natural
Ciudad Agroalimentaria de Tudela s.l.u.	Tudela	RE-102378	9,99 kW	Gas natural
Edificio residencial Micro cogeneración Pablo Gorosabel	San Sebastián	RE-102453	11 kW	2x Motor Senertec Gas natural
Piscina municipal	Tortosa	RE-96D-78	15 kW	Gas natural
Edificio residencial (97 apartamentos) Elecór, s.a.u. [80]	Colmenar Viejo	RE-101442	16,5 kW	3x Motor Senertec Gas natural
Piscina	Igualada	RE-96D-79	30 kW	Gas natural
Polideportivo municipal	Girona	P/RE-000317	30 kW	Gas natural
BP oil España – estación de servicio - Isídooro	Alcalá de Henares	P/RE-001813	30 kW	Capstone C30 Gas natural
Piscina y polideportivo	Prat de Llobregat	RE-96D-86	36 kW	Gas natural
Apartamentos tutelados rochapea s-16	Pamplona	P/RE-001037	44 kW	Gas natural
Sport center	Soraluze	RE-005995	44 kW	Gas natural
Acuario espai de Salut	Beniarbeig	RE-97D-310	30 kW	GLP
Granja Eguluze	Errenteria	RE-98D-531	48 kW	Motor diesel
Cogeneración Sport i Relax	Mataró	RE-102212	70 kW	Gas natural

Cabe mencionar que esta base de datos solo incluye las instalaciones de micro cogeneración en España, que han superado los trámites burocráticos para poder obtener las tarifas especiales de venta de electricidad. Es de suponer por tanto, que existan diversas instalaciones en las que se ha considerado que la burocracia y costes exigidos son excesivos y no compensan el beneficio ofrecido por el Régimen Especial.

Otras instalaciones que están actualmente funcionando pero no registradas o en fase de construcción son:

- 1) Un sistema de trigeneración con un motor de gas natural (50 kW), calefacción y ACS (80 kW) y enfriadora por absorción (15 kW) en el complejo Navas de Tolosa (78 viviendas para jóvenes, 76 para personas mayores, un centro cívico y una guardería) en Barcelona con una inversión estimada de 506.000€ [67]
- 2) Un sistema de micro cogeneración con dos motores de gas natural Dachs-Senertec (5,5 kW), calefacción y ACS (14,5 kW) en el Hotel Quinta da Auga en Santiago de Compostela con una inversión estimada de 40.000€ [81].

### **1.3.2. Sistemas de refrigeración por absorción**

La situación actual de los sistemas de refrigeración por absorción de pequeña potencia en España es buena y la tendencia es a ir aumentando su instalación principalmente sistemas de cogeneración.

Las dos empresas dominantes en el mercado de la refrigeración por absorción en España son Yazaki con tecnología de agua-LiBr y Robur con tecnología de amoníaco-agua.

Yazaki, en el año 2010, tenía instaladas en España 52 plantas de enfriadoras por absorción accionadas térmicamente mediante agua como fluido térmico con un total de 3158,2 kW de frío. El 40% de las plantas están situadas en Castilla y León y Andalucía, seguidas de Cataluña y Canarias con 8 y 7 instalaciones respectivamente (para más información véase Anexo A2). En cuanto a las aplicaciones por sectores, en la figura 1-25 se observa que predominan las instalaciones en oficinas, edificios residenciales y hoteles, seguido por universidades y centros de enseñanza.

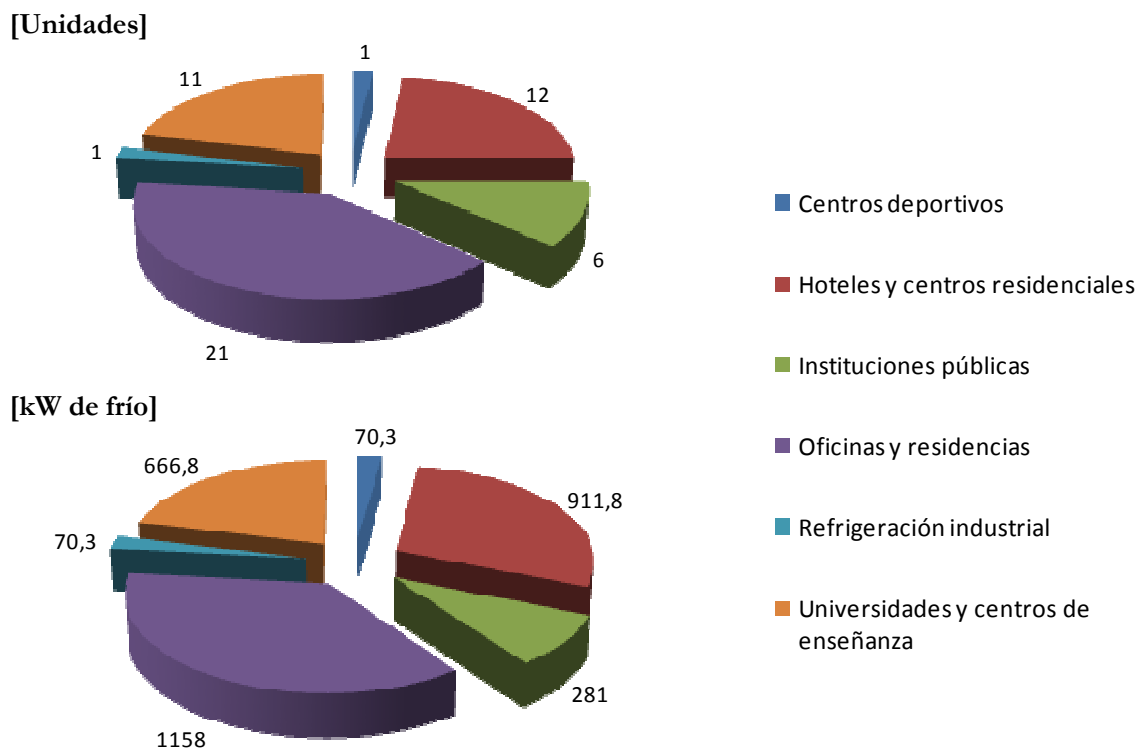


Figura 1-25. Enfriadoras por absorción Yazaki accionadas térmicamente instaladas en España según sector de aplicación. (Fuente: Absorsistem)

Por otra parte, las instalaciones de amoníaco-agua de la empresa Robur están todavía más extendidas, con un total de 463 plantas instaladas en España con 8137,5 kW de frío. En este caso, Cataluña dispone de más de la mitad de las instalaciones, seguida de Andalucía (49 unidades), Madrid (31 unidades), Castilla la Mancha (30 unidades) y Castilla y León (29 unidades) (para más información véase Anexo A.2). En la figura 1-26, se muestra como en este caso predomina con casi un tercio de las instalaciones las aplicaciones en centros públicos con un total de 2993 kW de frío instalado.

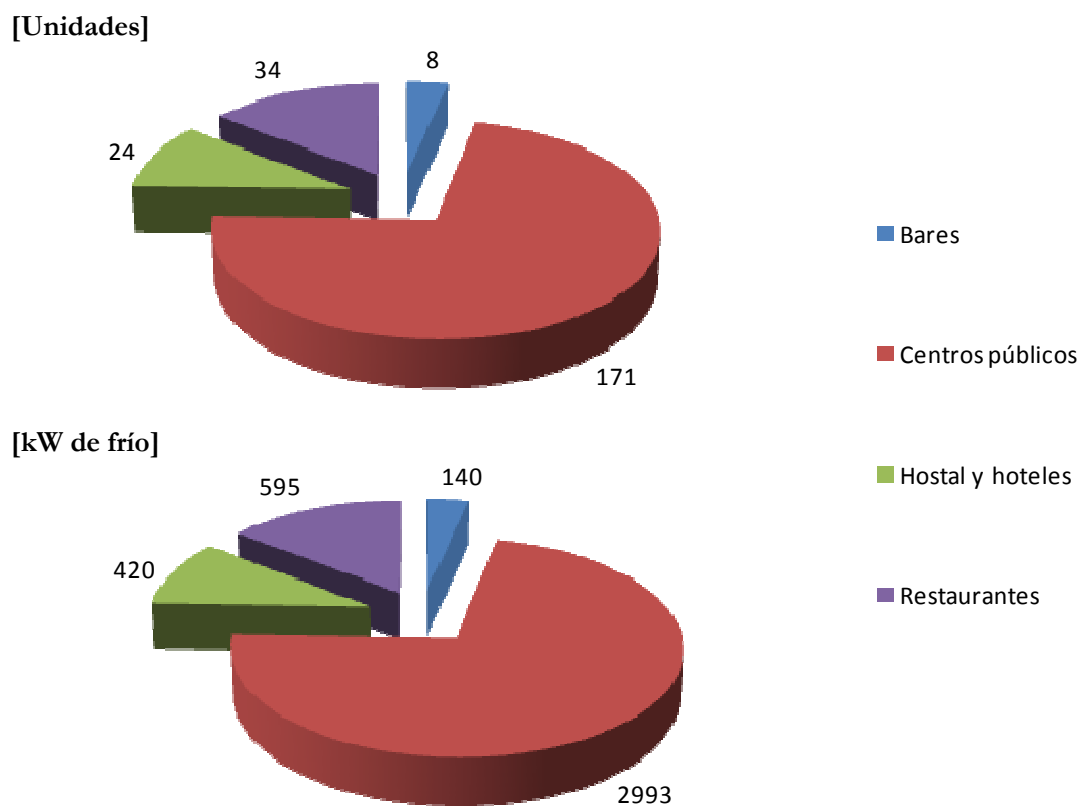


Figura 1-26. Enfriadoras por absorción Robur accionadas térmicamente instaladas en España según sector de aplicación. (Fuente: Absorsistem)

## 1.4. Justificación y objetivos

Ante el crítico escenario energético mundial la sociedad se ha visto obligada a innovar y desarrollar nuevas tecnologías que mejoren la eficiencia energética de los sistemas de generación de energía. En concreto, el aumento de la demanda de climatización en los edificios residenciales y del sector terciario, principalmente en zonas geográficas con climas cálidos-calurosos y la implicación en el marco normativo de los países europeos de promocionar la cogeneración y en especial la microco- y trigeneración, han aumentado el

interés por el desarrollo de tecnologías eficientes para la generación simultánea de electricidad, calor y frío de microtrigeneración (<50 kW).

Las tecnologías actuales de generación eléctrica susceptibles de ser integradas en sistemas de microtrigeneración son principalmente, los motores de combustión interna, las microturbinas de gas, los motores Stirling y las pilas de combustible. Los motores de combustión interna y las microturbinas son tecnologías ya probadas y comercializadas. No obstante, las microturbinas de gas destacan por su facilidad para recuperar el calor residual a alta temperatura procedente de los gases de escape con el objetivo de alcanzar mayores eficiencias globales, siendo además una tecnología muy compacta y fiable, sin necesidad de aceite lubricante, con un mínimo mantenimiento y bajos niveles de ruido y emisiones. En cambio, las otras tecnologías están todavía en una etapa muy temprana de desarrollo, más cercana a prototipos que a un estado de comercialización. Todas ellas tienen un rendimiento eléctrico relativamente bajo para pequeñas potencias, alcanzando mejores prestaciones con la integración de enfriadoras activadas térmicamente.

Entre las enfriadoras activadas térmicamente las de absorción son las que alcanzan mejores prestaciones, con modelos condensados por aire que permiten eliminar la instalación de torres de refrigeración junto con el riesgo bacteriológico por legionela y al mismo tiempo reducir los costes de mantenimiento.

A pesar de la aceptación general tanto a nivel científico como del mercado energético de la necesidad de implementar esta tecnología, en la literatura consultada, no se han encontrado datos experimentales de sistemas de trigeneración de alta eficiencia; de pequeña potencia (<50 kW) y que eviten la instalación de torres de refrigeración. Existen diferentes estudios teóricos que calculan el ahorro en energía primaria de esta tecnología y diferentes estudios experimentales con sistemas de absorción condensados por agua que no alcanzan a aprovechar suficientemente el calor residual procedente de microturbinas o motores de combustión internas.

**Por ello, el objetivo de esta tesis** es validar la hipótesis de que el sistema de microtrigeneración con microturbinas de gas y enfriadoras por absorción con disipación por aire cumple el requerimiento de alta eficiencia compatible con los perfiles de demanda energéticos de edificios del sector residencial y terciario.

Para llegar a alcanzar este objetivo general es necesario cubrir los siguientes objetivos

concretos:

- Seleccionar la configuración y los componentes principales más adecuados para alcanzar las prestaciones deseadas del sistema de microtrigeneración propuesto.
- Modelizar y calcular las prestaciones del sistema de microtrigeneración propuesto.
- Evaluar la eficiencia global teórica del sistema en base a diferentes metodologías de análisis.
- Diseñar, construir e integrar el sistema de microtrigeneración con la microturbina de gas, la enfriadora por absorción de amoníaco-agua y la caldera de recuperación de calor.
- Ensayar el sistema en el banco de pruebas multifuncional del CREVER para caracterizar el sistema integrado y sus componentes en condiciones de operación.
- Implantar y analizar la operatividad del sistema de microtrigeneración en una aplicación real para el suministro de energía a un edificio
- Estudiar la idoneidad de la aplicación del sistema de microtrigeneración en los sectores terciario y residencial analizando la compatibilidad de los perfiles de demandas de energía con la producción del sistema de microtrigeneración.
- Analizar y cuantificar el rendimiento eléctrico y global, el ahorro de energía primaria, el ahorro de emisiones a la atmósfera y el resultado económico del sistema de trigeneración en comparación con un sistema convencional.

## 1.5. Estructura de la tesis

Esta tesis se ha estructurado en siete capítulos que se describen a continuación:

En el primer capítulo se presenta una visión general de la situación energética mundial y de las posibles alternativas energéticas para adaptarse a una nueva forma de producción más sostenible. Entre éstas, la cogeneración es una de las alternativas a los sistemas convencionales de generación que destaca por su eficiencia energética. También se revisan las actuales instalaciones existentes en España a nivel micro (<50 kW) acogidas al sistema de régimen especial y se presenta una revisión del estado del arte de los sistemas de

microtrigeneración. Al final de este capítulo, se expone la justificación y los objetivos de la tesis.

En el segundo capítulo se modeliza un sistema de microtrigeneración integrado por una microturbina de gas y una enfriadora por absorción de simple efecto para calcular la máxima eficiencia global y el potencial de ahorro energético y de emisiones.

Una vez establecido el potencial teórico del sistema de trigeneración como sistema de generación de alta eficiencia, en el capítulo 3 se presenta el proceso de cálculo, diseño y montaje de los componentes del sistema, describiendo las características técnicas de cada uno de ellos y su integración en un único sistema de producción energético y se detalla la integración del sistema en el banco de ensayos multifuncional del CREVER-URV, la selección de la instrumentación y el control para la adquisición de las variables.

En el capítulo 4 se analizan los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el banco de ensayos multifuncional del CREVER-URV con el objetivo de estudiar la operatividad y prestaciones del sistema de trigeneración. Las características analizadas en el banco de ensayos fueron: la potencia eléctrica de la microturbina a plena carga y a carga parcial y las prestaciones de la enfriadora por absorción ante variaciones de la temperatura de impulsión del agua fría, de la temperatura de disipación y del caudal de aceite térmico.

Una vez analizado el potencial de eficiencia energética del sistema de trigeneración, en el capítulo 5 se muestra su instalación en el edificio Central Fòrum de la sociedad Districlima en Barcelona (España). Este edificio es la principal planta de energía, control y supervisión de una red de calefacción y refrigeración urbana (DHC - District Heating and cooling) en Barcelona. A continuación, se presentan los resultados obtenidos de la operación del sistema en diferentes períodos del año, y se comparan con los resultados del modelo teórico y las pruebas realizadas en el banco de ensayos.

En el capítulo 6, en base a los resultados experimentales obtenidos, se analiza la viabilidad de la integración del sistema de microtrigeneración en edificios residenciales y del sector terciario analizando la compatibilidad entre la demanda energética de los consumidores y la producción del sistema de trigeneración. En este capítulo se analizan los perfiles de demanda energética y la caracterización de la interacción mutua entre el sistema de trigeneración y los distintos edificios analizados (residenciales, hoteles y edificios de oficinas). En primer lugar se describen los datos del consumo energético de los edificios en función de la compatibilidad entre los perfiles de demanda de calor y frío de los edificios

con el sistema de trigeneración, analizando posteriormente la viabilidad energética, económica y medioambiental del sistema de trigeneración en diferentes tipos de edificios y diferentes escenarios energéticos y económicos.

Finalmente, en el capítulo 7 se exponen las conclusiones y las perspectivas futuras.

# Capítulo 2

## Selección de componentes y modelización de prestaciones del sistema de microtrigeneración

### 2.1. Introducción

En este capítulo se estudian diferentes sistemas de trigeneración basados en la microturbina de gas y en la tecnología de refrigeración por absorción más adecuada a las prestaciones del sistema. Para ello, en primer lugar, se describen las prestaciones de la microturbina de gas y de diferentes enfriadoras por absorción y se proponen diferentes configuraciones. Una vez seleccionada la configuración más adecuada se procederá a modelizar el sistema de trigeneración y calcular las prestaciones en función de diferentes condiciones de referencia, principalmente el efecto de la temperatura exterior y la operación a carga parcial y a plena carga. A pesar de que el sistema está diseñado para operar con gas natural se analizará también la operación con propano.

Finalmente se evaluará la eficiencia energética del sistema de microtrigeneración a partir de los resultados del modelo siguiendo diferentes metodologías propuestas en la literatura.

## 2.2. Prestaciones de la microturbina de gas

De entre los diferentes modelos de microturbinas de gas disponibles en el mercado, se seleccionó la microturbina de 28 kW LPNG de Capstone por su fiabilidad y su bajo mantenimiento. La microturbina de gas Capstone C30 LPNG es un equipo de generación muy compacto que suministra 28 kW eléctricos alimentada con gas natural y 60 kW de energía térmica residual recuperable para aplicaciones de cogeneración y trigeneración.

Las especificaciones de la microturbina Capstone accionada con gas natural a baja presión en condiciones nominales se muestran en la tabla 2-1 [82].

Tabla 2-1. Especificaciones técnicas de la microturbina de gas C30 de Capstone

Potencia nominal	28 kW
Presión gas natural	3,6-3,8 bar
Entrada combustible: gas natural	112 kW
Rendimiento eléctrico	25%
Caudal gases de escape	0,31 kg/s
Temperatura salida gases de escape	275°C
Potencia térmica	60 kW

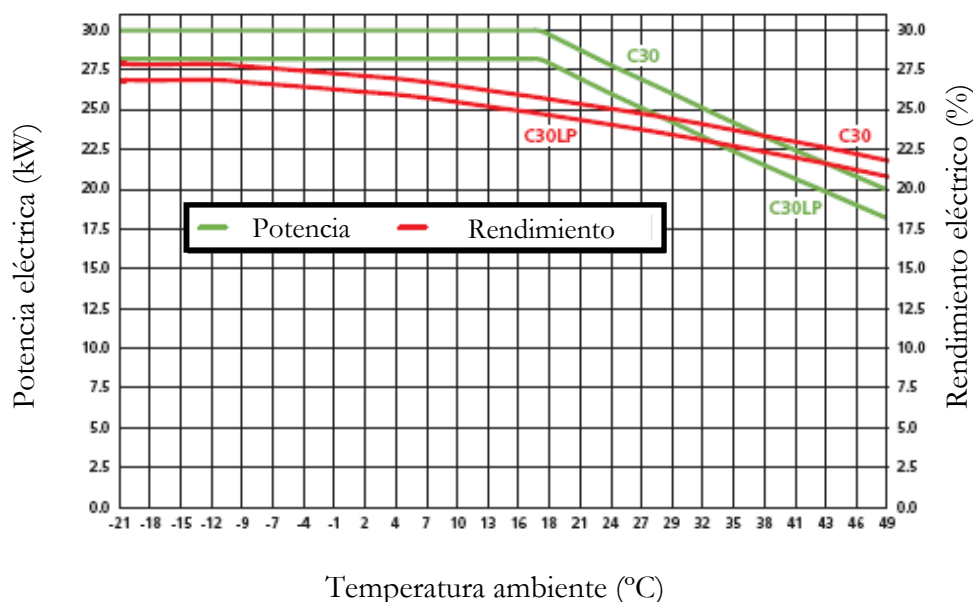


Figura 2-27. Potencia eléctrica y rendimiento eléctrico de la microturbina Capstone C30 LP a temperatura ambiente, a nivel del mar [83].

## **2.3. Sistemas de refrigeración por absorción accionados térmicamente de pequeña potencia condensados por aire**

Seleccionada la MTG como componente generador del sistema de trigeneración, se procede a analizar los sistemas de refrigeración más adecuados.

Se deberán tener en cuenta los siguientes criterios de selección:

- Las unidades de refrigeración deberán activarse directa o indirectamente con los gases de escape de la microturbina
- La capacidad del sistema de refrigeración deberá ser adecuada a la energía térmica recuperable de los gases de escape de la microturbina de gas de 60 kW.
- La disipación de calor de las enfriadoras por absorción deberá ser con aire, evitando la utilización de torre de refrigeración.

A continuación se exponen las prestaciones de algunas de las enfriadoras por absorción condensadas por aire de pequeña potencia, que pueden ser de interés para el sistema de trigeneración.

### **2.3.1. Enfriadoras por absorción de agua-bromuro de litio**

Actualmente existe únicamente una enfriadora por absorción de agua-bromuro de litio condensada por aire de pequeña potencia comercializada en el mercado. Se trata del equipo de refrigeración modelo 045v de Rotartica.

La compañía española Rotartica S.A. fue constituida por FAGOR y Gas Natural para el desarrollo de equipos de refrigeración por absorción de agua-bromuro de litio de pequeña potencia. Aunque en la actualidad, la compañía ha paralizado la fabricación de estos equipos, hay un buen número de ellos en operación.

La empresa desarrolló una tecnología novedosa basada en un equipo doméstico rotativo de refrigeración activada mediante un fluido térmico (agua caliente a temperaturas de alrededor de 90°C) y condensado por aire, evitando la instalación de torres de refrigeración. Este equipo también puede operar condensando por agua aumentando la eficiencia del


sistema.

El modelo 045v es una enfriadora por absorción de simple efecto que produce, según la versión, 4,5 kW de frío (unidad comercializada) o 8 kW de frío (modelo que se desarrolló únicamente a nivel de prototipo y no llegó a comercializarse).

Para diseñar la configuración del sistema de trigeneración se ha considerado el modelo de 4,5 kW.

La tecnología mediante técnicas de rotación ha incrementado las prestaciones del ciclo agua-LiBr y ha permitido reducir el tamaño del equipo por intensificación de los procesos de transferencia de calor y materia.

Tabla 2-2. Especificaciones técnicas de la unidad ROTARTICA accionadas térmicamente condensada por aire.



<b>Rotartica 045v</b>	
<b>Potencia</b> nominal de refrigeración	4,5 kW
Temperatura de impulsión y retorno del agua fría	7°C / 12°C
Caudal nominal del circuito de agua fría	2,4 m <sup>3</sup> /h
Pérdida de carga en el circuito de agua fría	0,6 bar
Potencia térmica consumida en el generador	7 kW
Temperatura de agua caliente de accionamiento	90°C
Caudal del circuito de agua caliente de accionamiento	0,9 m <sup>3</sup> /h
Pérdida de carga en el circuito de agua caliente de accionamiento	0,2 bar
Potencia eléctrica consumida (rotación, bombas, ventiladores)	1,2 kW
Temperatura exterior:	35°C

### 2.3.2. Enfriadoras por absorción amoníaco-agua

Las enfriadoras por absorción de amoníaco-agua de pequeña potencia condensadas por aire comercializadas en el mercado actualmente son cuatro: la chilli PSC 12 (Pink) de Solarnext AG y los tres modelos de la compañía Robur; el ACF 60-00 TK, el ACF 60-00 LB y el GAHP-AR, modificados para poder ser activados térmicamente.

El modelo chilli PSC 12 (Pink) de Solarnext AG es una enfriadora por absorción de amoníaco-agua de pequeña potencia que puede accionarse térmicamente mediante agua como fluido térmico.

A pesar de que esta enfriadora suele condensar por agua, tiene la posibilidad de condensar por aire con la consecuente reducción de la producción de frío y el COP. En la figura 2-28, se muestra la gráfica de la potencia de refrigeración de la PSC 12 para diferentes temperaturas de refrigeración condensada por agua [42]. En el caso de condensar por aire, se ha considerado un valor equivalente al de condensación por agua con una temperatura de refrigeración de 33°C para una temperatura de 95°C, obteniendo 6,7 kW de frío con un COP de 0,41[84].

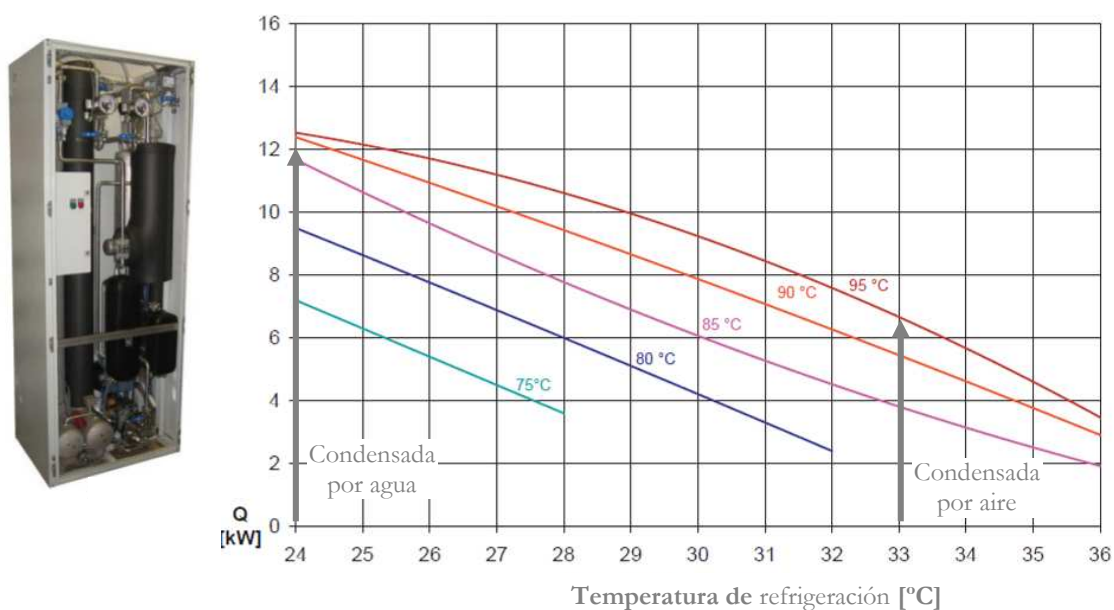


Figura 2-28. Potencia de refrigeración de la enfriadora por absorción de amoníaco agua PSC 12 (Pink) para diferentes temperaturas de refrigeración con una temperatura de impulsión y retorno de agua fría de 6°C/12°C [Fuente Solarnext].

Los tres modelos de la compañía Robur se encuentran en estado de pre-series/prototipos en los que se han substituido sus quemadores de gas originales por intercambiadores de calor para activarse térmicamente mediante fluidos térmicos como aceite o agua presurizada.

El modelo ACF 60-00 TK diseñado para aire acondicionado y refrigeración produce agua fría a temperaturas superiores a 3°C con una potencia nominal de refrigeración de 17 kW. Esta versión se puede activar mediante aceite térmico como fluido térmico (con temperaturas entre 180 y 240°C) o mediante agua presurizada (con temperaturas entre 150 y 210°C).


El modelo ACF 60-00 LB puede operar a temperaturas inferiores a 0°, llegando hasta -10°C, con potencias nominales de refrigeración de 12 kW. En este caso, solo tiene la versión de activación mediante aceite térmico entre (180 y 240°C).

Y por último dispone del modelo GAHP-AR accionado con aceite térmico a temperaturas entre 165 y 230°C de 17 kW de frío. Este modelo está todavía en estado de prototipo.

A continuación se detallan las especificaciones técnicas de la unidad ACF 60-00 TK y LB:

Entre las tres versiones, la TK de aceite térmico es la que se adapta mejor al sistema debido a su mayor potencia de refrigeración y su disponibilidad por parte de la compañía Robur, a pesar de ser todavía una pre-serie en proceso de pruebas. Se descarta la versión con agua presurizada por las dificultades de operar con circuitos presurizados a nivel de seguridad y de permisos.

Tabla 2-3. Especificaciones técnicas de la unidad ACF-00 Versión TK / LB accionadas térmicamente.



	Versión TK		Versión LB
	Aceite térmico	Agua presurizada	Aceite térmico
Potencia de refrigeración	17.72 kW		12 kW
Temperatura agua fría: salida / retorno	7.2°C / 12.7°C		-5°C / 0°C
Caudal nominal agua fría:	2,77 m <sup>3</sup> /h		2,6 m <sup>3</sup> /h
Caída de presión agua fría:	0.28 bar		0,40 bar
Temperatura entrada aporte de calor:	240°C	210°C	240°C
Caudal del circuito de aporte de calor:	3.5 m <sup>3</sup> /h		3.5 m <sup>3</sup> /h
Consumo eléctrico de ventiladores:	840 W		840 W
Temperatura exterior:	35°C		35°C

### 2.3.3. Enfriadoras por absorción de agua-LiCl


Como tecnología alternativa en el mercado existe una enfriadora por absorción con un ciclo de trabajo de agua-LiCl. Ésta es la unidad Climatewell 10 que se basa en un sistema de absorción de triple fase (sólido, líquido y gas). La capacidad de almacenamiento de energía térmica es la clave para poder suministrar la energía de forma continuada o acumularla en momentos que no haya demanda y suministrarla durante las horas de más demanda, llegando a poder acumular 60 kWh de frío o 76 kWh de calor. Por lo tanto, el sistema puede operar según la demanda en tres modos, carga (almacenamiento), calefacción y refrigeración.

El equipo está pensado para funcionar con energía solar aunque también se pueden usar sistemas de trigeneración alternativos como distritos de calefacción, motores o

microturbinas.

Según el modo de trabajo el equipo Climatewell alcanza potencias de refrigeración de 6 kW en modo de carga continuo (un acumulador está en modo de carga y el otro de descarga) o en el caso de estar en modo únicamente de descarga (ambos acumuladores están en modo de descarga) con una potencia máxima de 12 kW. En la tabla 2-4, se muestran las especificaciones técnicas.

Tabla 2-4. Especificaciones técnicas de la ClimateWell 10.



Potencia nominal de refrigeración (con ambos acumuladores en carga)	6 kW (12 kW)
Temperatura de impulsión del agua fría	10°C
Caudal nominal del circuito de agua fría	1,2 m <sup>3</sup> /h
Potencia aporte de calor	18 kW
Temperatura de agua caliente de accionamiento	90°C
Caudal del circuito de agua caliente	1,2 m <sup>3</sup> /h
Potencia eléctrica consumida (ventiladores) (con ambos acumuladores en descarga)	0,08 kW (0,16 kW)

## 2.4. Diseño y comparación de configuraciones de microtrigeneración con la microturbina de 28 kW y enfriadoras por absorción condensadas por aire

Con el objetivo de analizar el sistema más adecuado se han estudiado diferentes configuraciones de trigeneración basándose en la adecuación de los equipos de refrigeración por absorción a la potencia térmica residual de la microturbina Capstone C30 de 60 kW.

### 2.4.1. Trigeneración con enfriadoras de agua-LiBr

La potencia de refrigeración de la enfriadora de agua-LiBr modelo 045v de Rotartica es de 4,5 kW y cada unidad requiere para su activación 7 kW de energía térmica. Por lo tanto, con los gases de escape residuales de la microturbina se podrían activar térmicamente 7 enfriadoras con una demanda térmica de 49 kW.

Para el diseño de este sistema de trigeneración sería necesario añadir un intercambiador de calor que permita calentar el agua hasta los 90°C necesarios para la activación de las enfriadoras por absorción a partir de los gases de escape procedentes de la combustión de la microturbina.

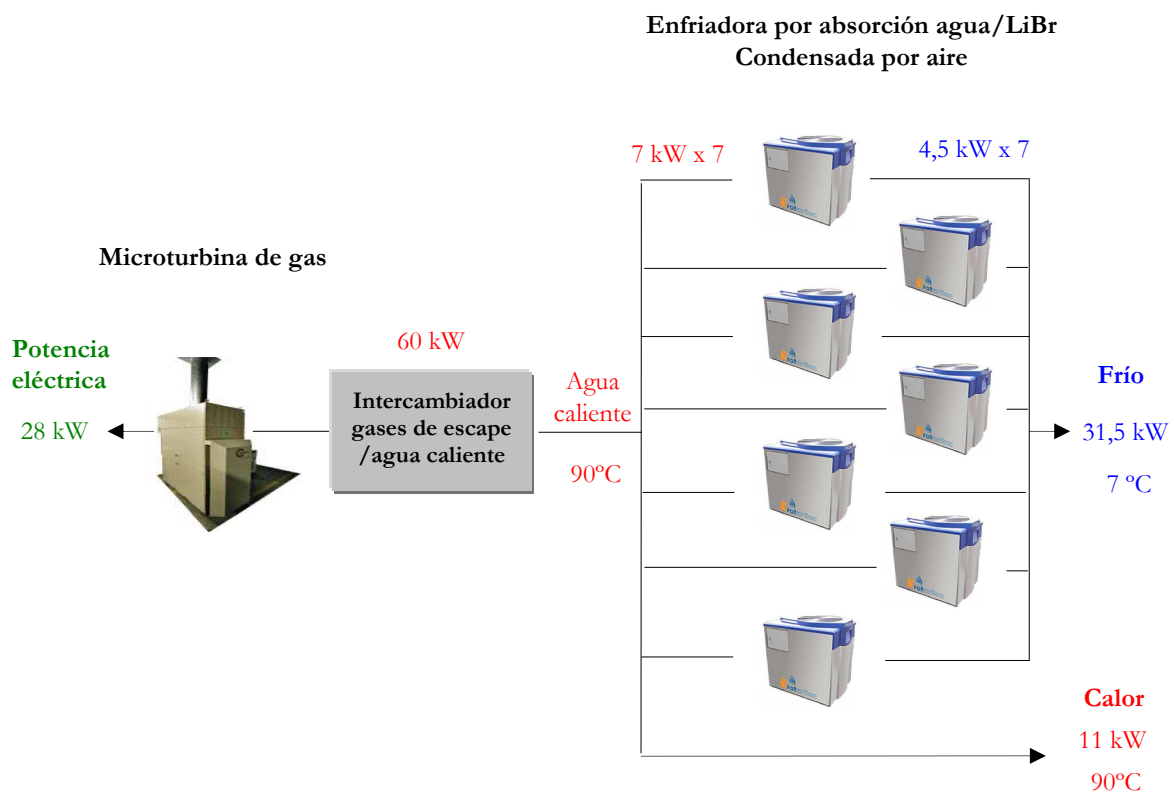


Figura 2-29. Microturbina Capstone C30 acoplada a 8 enfriadoras por absorción agua-LiBr de 3,5 kW condensadas por aire de simple efecto activadas con agua caliente a 90°C (Rotartica).

### 2.4.2. Trigeneración con enfriadoras por absorción de amoníaco-agua

En este apartado se ha realizado la configuración de dos de las enfriadoras por absorción de amoníaco-agua expuestas anteriormente: la PSC 12 (Pink) y la ACF 60-00TK accionada con aceite térmico.

En primer lugar, se muestra la integración de la microturbina Capstone C30 con la enfriadora por absorción de amoníaco-agua chilli® PSC 12 (Pink) condensada por aire. Esta enfriadora tiene una potencia de refrigeración de 6,7 kW y un COP de 0,41 con una temperatura del agua caliente en el generador de 90°C.

Con el objetivo de aprovechar el máximo calor residual para refrigeración, en este caso se han considerado tres equipos con una potencia total de 20,1 kW de frío y 10,8 kW de calor.

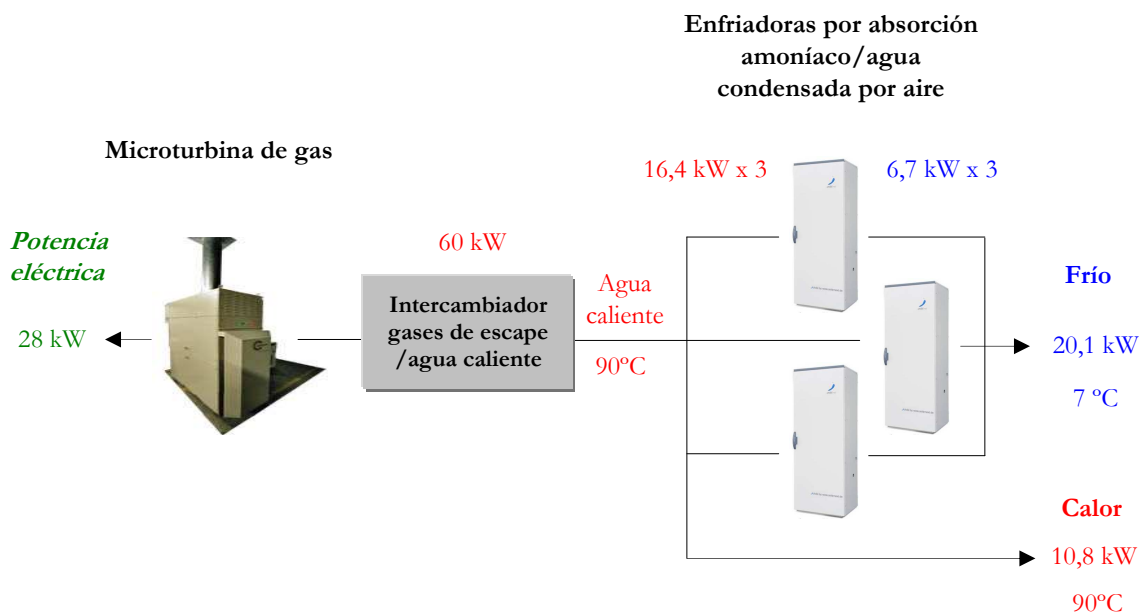


Figura 2-30. Microturbina C30 acoplada a una enfriadora por absorción de amoníaco-agua condensada por aire activada con agua caliente a 90°C (PSC 12 - Pink).

En segundo lugar se muestran las configuraciones que integran la microturbina Capstone C30 y las enfriadoras por absorción de simple efecto de amoníaco-agua ACF 60-00 TK y activadas térmicamente con los gases de escape de la MTG mediante aceite como fluido térmico. Los gases de escape de la MTG tienen suficiente potencia térmica para alimentar dos enfriadoras por absorción. Este diseño implica la integración de dos intercambiadores de calor, uno para calentar el aceite térmico y otro para producir agua caliente a partir de los gases de escape procedentes de la microturbina. Existen dos posibles configuraciones: una con las enfriadoras por absorción en paralelo y otra instaladas en serie.

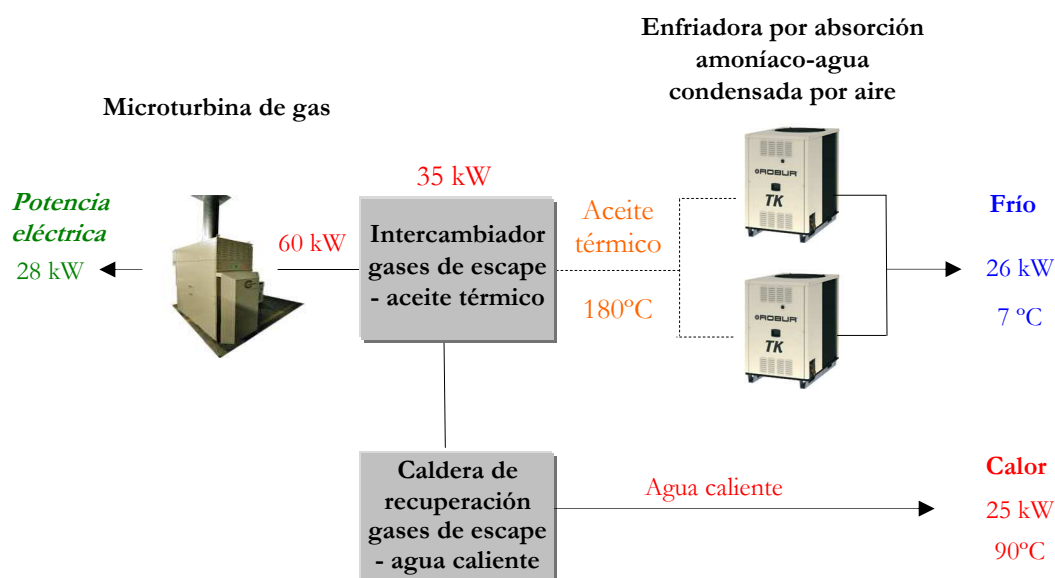


Figura 2-31. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en paralelo, activadas térmicamente mediante aceite térmico

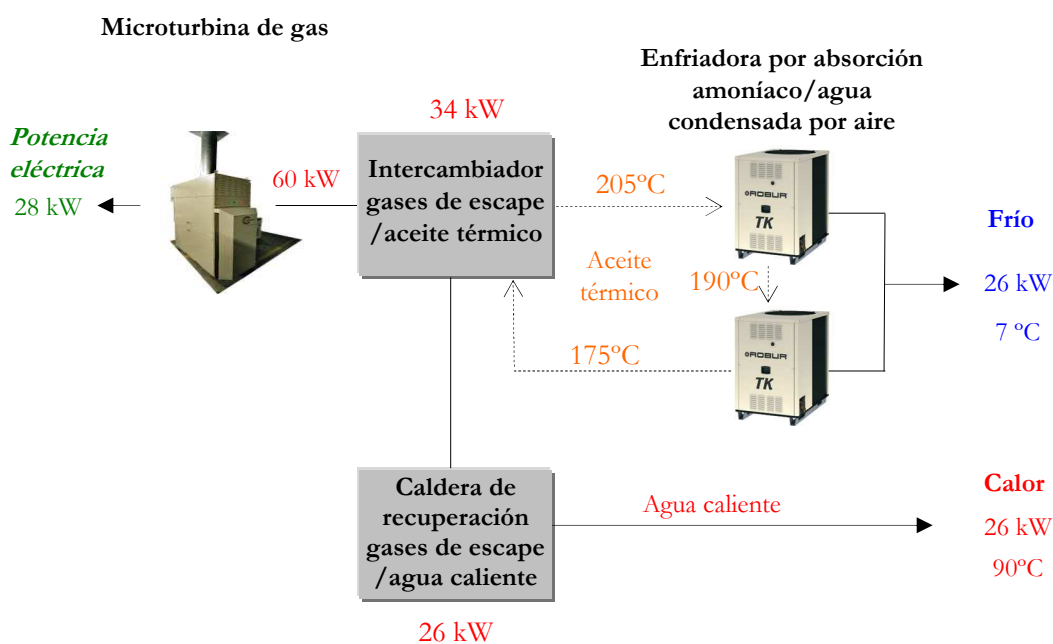


Figura 2-32. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie, activadas térmicamente mediante aceite térmico

### 2.4.3. Trigeneración con enfriadoras por absorción de agua-LiCl

La última configuración propuesta es la de la microturbina Capstone C30 con tres unidades Climatewell 10 de refrigeración por absorción de 6 kW en caso de operar en modo de carga continuo o 12 kW en modo únicamente de descarga y un COP de 0.68.

Esta configuración pensada para un funcionamiento continuado de refrigeración requiere de tres unidades Climatewell para poder obtener una potencia de refrigeración de 18 kW. En caso de ser necesario tiene la opción de poder operar en modo de descarga llegando a 36 kW.

En caso de operar siempre en modo de carga continuo se podrían llegar a instalar 6 enfriadoras por absorción.

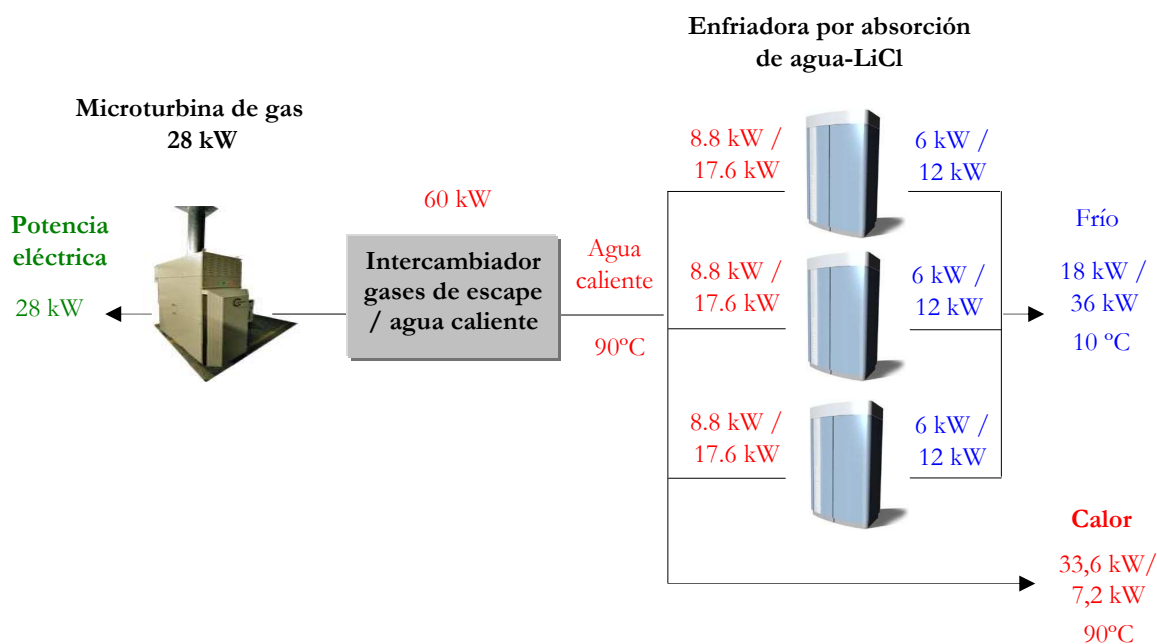


Figura 2-33. Microturbina C30 acoplada a una enfriadora por absorción ClimateWell 10 discontinua de triple fase condensada por aire.

#### 2.4.4. Análisis comparativo de las diferentes configuraciones y selección de la configuración y de la enfriadora por absorción más adecuada

Todas las configuraciones analizadas cumplen con los criterios de selección establecidos: las unidades de refrigeración se activan indirectamente con los gases de escape de la microturbina, condensan por aire y son de pequeña capacidad, adaptándose a la potencia térmica de la microturbina y haciendo de todas ellas, por su reducido tamaño, una aplicación muy práctica en el sector residencial y de servicios.

Las configuraciones con el modelo 045v de Rotartica, PSC 12 (Pink) de Solarnext y Climatewell tienen la ventaja de usar un único intercambiador de calor gases de escape-agua

caliente que sirve simultáneamente para alimentar las enfriadoras por absorción y para suministrar ACS o calefacción.

No obstante, las configuraciones con el modelo 045v de Rotartica y la Climatewell, tienen el inconveniente, de tener una capacidad demasiado pequeña, de 4,5 kW y 6 kW respectivamente, consecuentemente necesita muchas unidades para aprovechar el máximo calor útil para refrigeración. Además ambas tecnologías son muy novedosas y poco probadas y las hace desconocidas al consumidor final y por lo tanto difícil de introducir en el mercado.

Otro inconveniente en la configuración con el modelo 045v de Rotartica es el hecho de utilizar el ciclo de agua-bromuro de litio, por no poder proporcionar temperaturas inferiores a 0°C por problemas de cristalización del agua, y en invierno las temperaturas exteriores pueden llegar a alcanzar valores inferiores sobretodo en ciertas regiones (en este caso, el agua se congela y la unidad no puede operar).

En la configuración con la PSC 12 (Pink) de Solarnext AG la principal desventaja frente a las otras enfriadoras es el reducido COP de esta enfriadora por absorción cuando condensa por aire de solo 0,41.

En cambio, la configuración con el modelo ACF 60-00 TK de Robur, aunque tiene el inconveniente de necesitar dos intercambiadores de calor y por lo tanto un mayor coste de instalación y mantenimiento, tiene el tamaño más adecuado a la energía térmica recuperable de los gases de escape de la microturbina de gas y el COP más elevado.

En la tabla 2-5 se analizan las principales diferencias entre las configuraciones expuestas anteriormente.

Tras analizar las diferentes configuraciones, la que mejor se adapta a los requisitos establecidos en esta tesis es el sistema de trigeneración con dos enfriadoras por absorción de amoníaco-agua condensadas por aire ACF 60-00 TK de 17 kW accionada indirectamente con aceite térmico.

Tabla 2-5. Comparativa de las diferentes configuraciones de trigeneración con MTG y enfriadoras por absorción condensadas por aire

Potencia sistema de trigeneración			Enfriadora por absorción					Ventajas	Inconvenientes
We	Qf	Qc	Modelo	Potencia	Un.	COP	Ciclo de absorción		
28 kW	32 kW	11 kW	Rotartica	4,5 kW	7	0,64	Agua-LiBr	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Un único intercambiador gases de escape/ agua caliente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Baja potencia de refrigeración</li> <li>▪ Paralizada su comercialización</li> </ul>
28 kW	20 kW	10 kW	PSC 12 Pink	6,7 kW	3	0,41	NH3-Agua	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Un único intercambiador gases de escape/ agua caliente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Baja potencia de refrigeración</li> <li>▪ Bajos COPs</li> </ul>
28 kW	26 kW	25-26kW	<b>Robur ACF 60-00 TK aceite</b>	17 kW	2	0,7	NH3-Agua	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ <b>Potencia de refrigeración adecuada</b></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ <b>Dos intercambiadores uno para calentar aceite térmico y otro para agua</b></li> </ul>
28 kW	18 kW/36 kW	33 kW/7 kW	Climatewell TM 10	6 kW/12 kW	3	0,68	Agua-LiCl	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Un único intercambiador gases de escape- agua caliente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Baja potencia de refrigeración</li> </ul>

El sistema de trigeneración cumple con los requisitos establecidos previamente en esta tesis:

- ✓ El sistema de trigeneración es de tamaño micro
- ✓ La configuración permite aumentar la eficiencia energética del sistema de trigeneración aprovechando el máximo calor residual de la microturbina a alta temperatura priorizando la producción de frío y aprovechando el calor residual para la producción de calor mediante la caldera de recuperación de calor.

- √ La enfriadora se activa indirectamente por los gases de escape de la microturbina
- √ La capacidad de la enfriadora por absorción Robur ACF 60-00 TK es adecuada a la energía térmica resultante de la combustión de la microturbina
- √ La enfriadora por absorción Robur ACF 60-00 TK condensa por aire.

A pesar de las ventajas, cabe destacar que es una tecnología nueva y por lo tanto existen muy pocas unidades en operación y que al ser activada indirectamente, necesita de un segundo intercambiador complicando el diseño y mantenimiento de la instalación global.

Para el análisis de las prestaciones del sistema de trigeneración es suficiente con la integración de una única enfriadora por absorción. De esta forma y debido a la necesidad de reducir costes, el sistema integrará la MTG de 28 kW Capstone C30 y una única enfriadora de absorción de amoníaco-agua ACF 60-00 TK accionada térmicamente mediante aceite como fluido térmico. Permitiendo el análisis de la producción simultanea de frío y calor con un alto rendimiento global de 73% (véase figura 2-34).

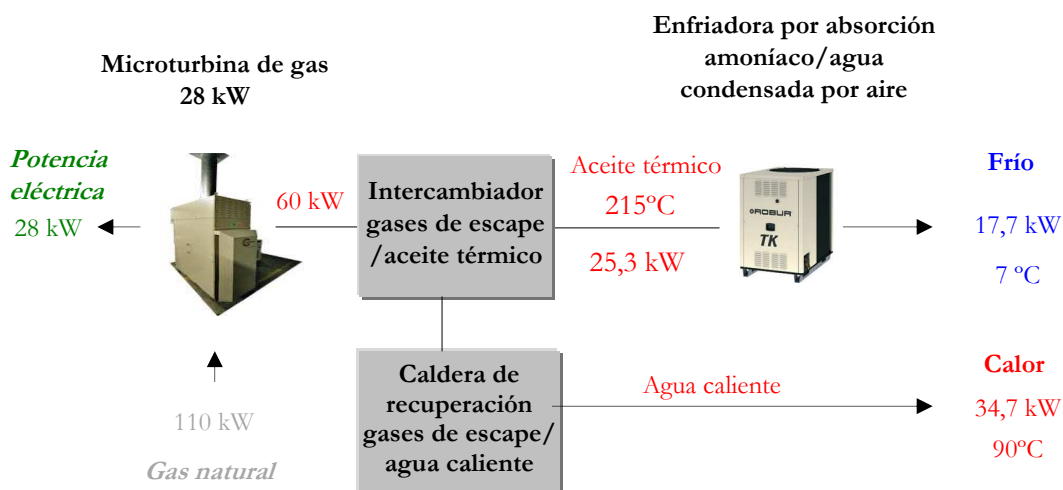


Figura 2-34. Microturbina C30 acoplada a una enfriadora Robur ACF 60-00 activada térmicamente mediante aceite térmico

## 2.5. Modelado y cálculo de prestaciones del sistema de microtrigeneración

Definida la configuración del sistema de trigeneración con la microturbina de gas y la enfriadora por absorción, se procede a modelizar y calcular las prestaciones del sistema.

A parte de la microturbina y de la enfriadora por absorción, el sistema precisará de dos intercambiadores de calor: un intercambiador gases de escape-aceite térmico, que aprovechará la energía térmica de los gases de escape para calentar el aceite térmico que activará la enfriadora de absorción; y una caldera de recuperación de calor para ACS que aprovechará los gases de escape residuales procedentes del primer intercambiador para proporcionar agua caliente (véase figura 2-35).

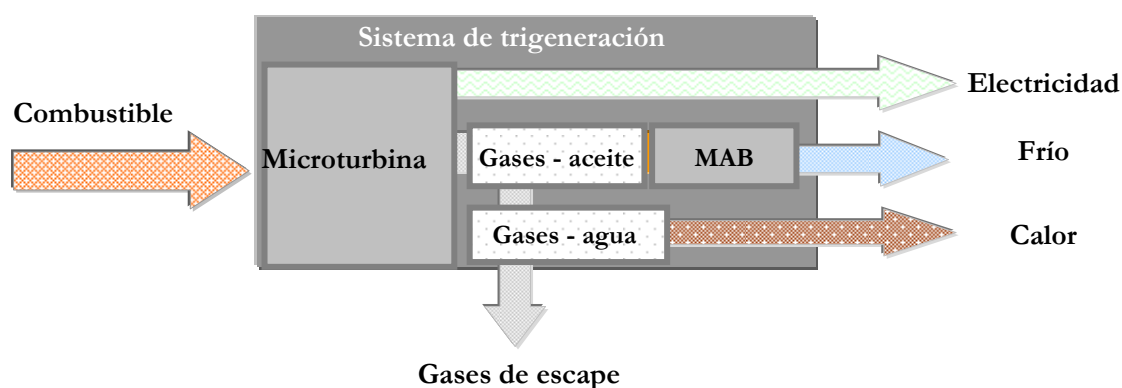


Figura 2-35. Esquema del sistema de trigeneración

Los principales componentes del sistema de trigeneración son:

- Microturbina C30 LPNG, Capstone.
- Máquina de refrigeración por absorción, ACF 60-00 TK accionada indirectamente con aceite térmico, Robur.
- Intercambiador de calor gases de escape - aceite térmico.
- Caldera de recuperación de calor para ACS.

Para la modelización del sistema se han considerado dos aspectos:

- a) Posibilidad de alimentación del sistema mediante dos fuentes: gas natural y propano.
- b) Producción eléctrica de la microturbina a carga total y parcial.

A continuación se describe el análisis termodinámico del sistema de trigeneración considerando las dos fuentes posibles de alimentación, gas natural y propano.

Los cálculos del análisis termodinámico se han realizado con el programa EES (Engineering Equation Solver) 1992-2008 s.a. Klein Academic Professional V8.192.

### **2.5.1. Prestaciones del sistema de trigeneración con gas natural o propano**

El modelo de la microturbina de gas Capstone C30 tiene capacidad para emplear gas natural o propano como combustible.

La información del fabricante Capstone sobre la microturbina Capstone C30 hace referencia al gas natural como combustible. Es muy escasa la literatura que menciona sistemas de microturbinas operadas con propano, e incluso Capstone no dispone de una hoja técnica con las especificaciones técnicas de la microturbina alimentada con propano, a pesar de ser una versión de sus modelos.

Los datos utilizados en este capítulo para analizar la microturbina Capstone alimentada con gas natural y propano se han obtenido, en el caso del gas natural de los catálogos de referencia de Capstone y en el caso del propano, de los resultados obtenidos por el grupo de investigación CREVER-URV que en septiembre de 2003 [85], realizó la caracterización de este modelo de microturbina alimentado con propano, incluyendo, la determinación de las condiciones de operación de la microturbina, la evaluación de la producción y calidad de la energía eléctrica y del sistema de recuperación de calor para la producción de agua caliente bajo las condiciones ambientales del área de Tarragona (véase tabla 2-6).

La operación del sistema de trigeneración con gas natural tiene una eficiencia total ligeramente superior que con propano debido al mejor rendimiento eléctrico, pero los resultados térmicos muestran valores muy similares en ambos casos. A pesar que la

temperatura de los gases de escape a la salida de la microturbina es más elevada con alimentación por propano, el caudal de los gases es inferior, con lo que ambas se contrarrestan, dejando una potencia térmica residual igual en ambos casos.

Tabla 2-6. Características técnicas de la microturbina de gas C30 alimentada con propano según resultados obtenidos en el estudio realizado por el CREVER-URV.

<b>Potencia eléctrica</b>	La potencia eléctrica neta producida tiene una gran dependencia de la temperatura ambiente. Para una temperatura ambiente de 35°C se obtiene una potencia de 22 kW, llegando a alcanzar puntas de 28 kW para una temperatura ambiente de 21°C.
<b>Consumo de propano</b>	El consumo de propano depende tanto de la potencia eléctrica generada en la microturbina como de la temperatura ambiente. Para una potencia eléctrica media de 22 kW el consumo de propano está entre los 7,7 – 7,6 kg/h (considerando el PCI – 99,24 kW). Estos consumos se asemejan mucho a los realizados por la microturbina operando con gas natural.
<b>Rendimiento eléctrico</b>	El rendimiento eléctrico de la microturbina para una potencia de 22 kW es en promedio del 22,5% para una temperatura ambiente de entre 28-35°C.
<b>Temperatura gases de escape</b>	La temperatura de los gases de escape para una potencia de 22 kW con temperaturas ambientes entre 33-35°C es de 290-291°C con un caudal de 930 kg/h

Ante estos resultados, con una operatividad de la microturbina muy similar tanto para propano como para gas natural, se priorizará la utilización de gas natural siempre y cuando el lugar de implantación disponga de abastecimiento por red de gas natural. La alimentación de la microturbina de gas con propano es una opción muy atractiva para zonas que no tengan red de gas natural, principalmente zonas aisladas.

En esta tesis se realizarán los estudios, diseños e implantaciones del sistema de trigeneración con gas natural.

En el caso de ser necesaria la alimentación con propano, se deberá instalar un kit de

adaptación. La microturbina Capstone C30 en su modelo estándar es de baja presión y únicamente puede consumir gas natural. Para poderse accionar con propano, es necesario realizar la conversión al modelo a alta presión mediante la instalación de un kit de conversión, eliminando el compresor de gas natural de velocidad variable (RFC) y sustituyéndolo por una válvula proporcional para regular la entrada del propano (SPV).

En la figura 2-36, se muestran las dos versiones de alimentación de la microturbina, en primer lugar el modelo a baja presión con el compresor de gas natural en la parte superior y en segundo lugar el modelo de alta presión donde ya no existe compresor de gas, en su lugar se ha añadido una nueva línea de propano y se ha montado un kit con la válvula proporcional siendo necesaria la instalación de un nuevo software para el control.

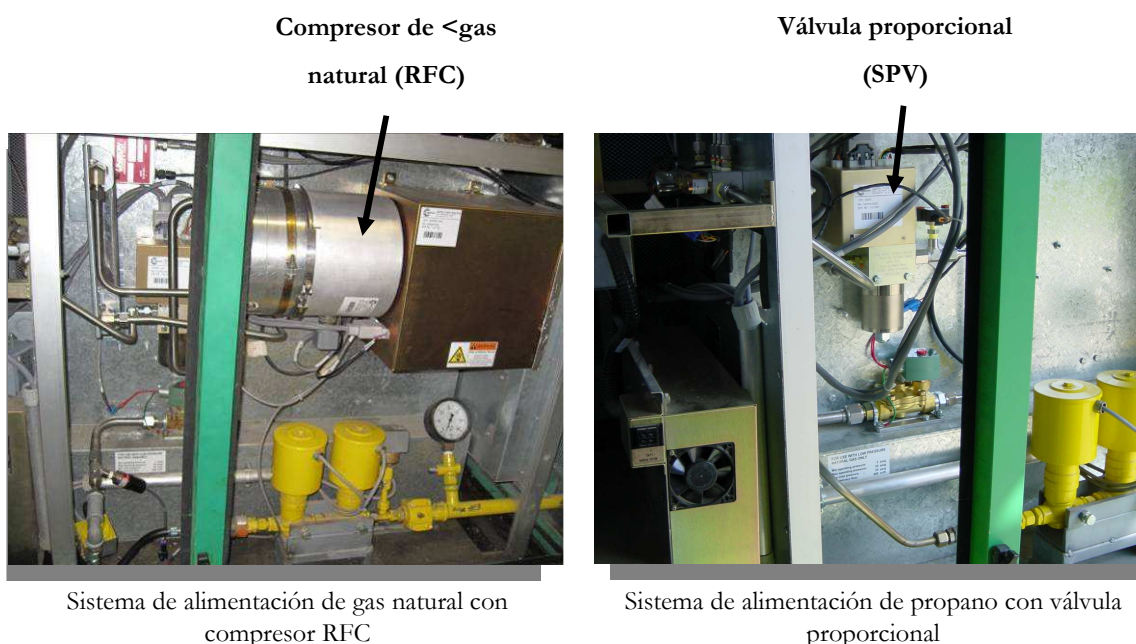


Figura 2-36. Modelos de alimentación de la microturbina de gas Capstone C30.

Analizando más en detalle el propano como combustible se puede decir que es un hidrocarburo saturado derivado del petróleo que junto con el butano se agrupan en los denominados Gases Licuados del Petróleo (GLP). A temperatura ambiente y a presión atmosférica, este combustible se encuentra en estado gaseoso, pero requiere de una presión relativamente baja para pasar a estado líquido.

En la tabla se muestran las características principales del propano como combustible de la microturbina Capstone C30.

Tabla 2-7. Características técnicas del propano comercial.

<b>Poder calorífico inferior (PCI)</b>	11082 kcal/kg
<b>Poder calorífico superior (PCS)</b>	12052 kcal/kg
<b>Presión de entrada a la microturbina</b>	48-55 psig (3.3 – 3.8 bar)
<b>Propano recomendado por Capstone</b>	HD-5 Contenido de propano superior 87,5% y menos de un 2,5% de i-Butano y n-butano.

## 2.5.2. Modelado del sistema de trigeneración

### Modelado de la microturbina de gas

El modelado de la microturbina con gas natural se ha realizado considerando los siguientes datos:

- La temperatura exterior media es de 15°C.
- La potencia y la eficiencia de la microturbina varían en función del sistema de alimentación de la microturbina, la temperatura y la presión ambiente y la contrapresión del sistema. Las tablas de las prestaciones de la microturbina del fabricante son para el modelo con gas natural a alta presión (HPNG). Por ello, se deberán corregir los valores para adecuarlos al modelo de microturbina seleccionada de gas natural a baja presión (LPNG).
  - El compresor de gas natural del sistema de alimentación consume aproximadamente unos 2 kW de la potencia eléctrica generada por la microturbina. Por ello se deberá reducir la potencia eléctrica indicada en las tablas en 2 kW.
  - Como presión exterior se ha tomado la presión atmosférica (1 atm.). La misma que la considerada en las tablas para HPNG. Por lo que no se debe corregir.

- Se ha considerado una contrapresión de 10 mbar (4 pulgadas de agua) debido a la integración del sistema de microtrigeneración. Por ello, se ha corregido tanto la potencia eléctrica como el rendimiento eléctrico de la microturbina con los factores de corrección 0,972 y 0,988 respectivamente (véase Anexo A.3).

En la figura 2-37, se muestra la potencia eléctrica y el rendimiento eléctrico de la microturbina de gas corregidos según las condiciones anteriores.

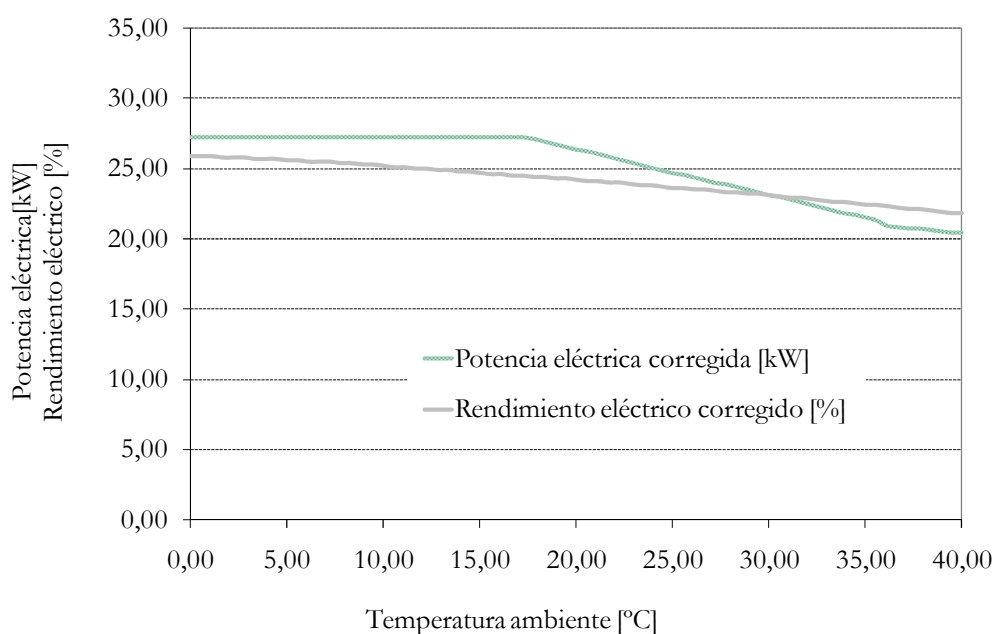


Figura 2-37. Potencia y rendimiento eléctrico del sistema de trigeneración corregidas y en función de la temperatura ambiente.

- Para el cálculo de la temperatura y el caudal de los gases de escape a la salida de la microturbina se han correlacionado con la potencia eléctrica y el rendimiento eléctrico utilizando los datos suministrados por el fabricante (ecuaciones 2 y 3). Los resultados obtenidos se muestran en la figura 2-38.

$$T_{ge} = 356,889 - 0,487 \cdot W_e - 2,572 \cdot \eta_e \quad (2)$$

$$m_g = 0,0687 + 0,0013 \cdot W_e + 0,008 \cdot \eta_e \quad (3)$$

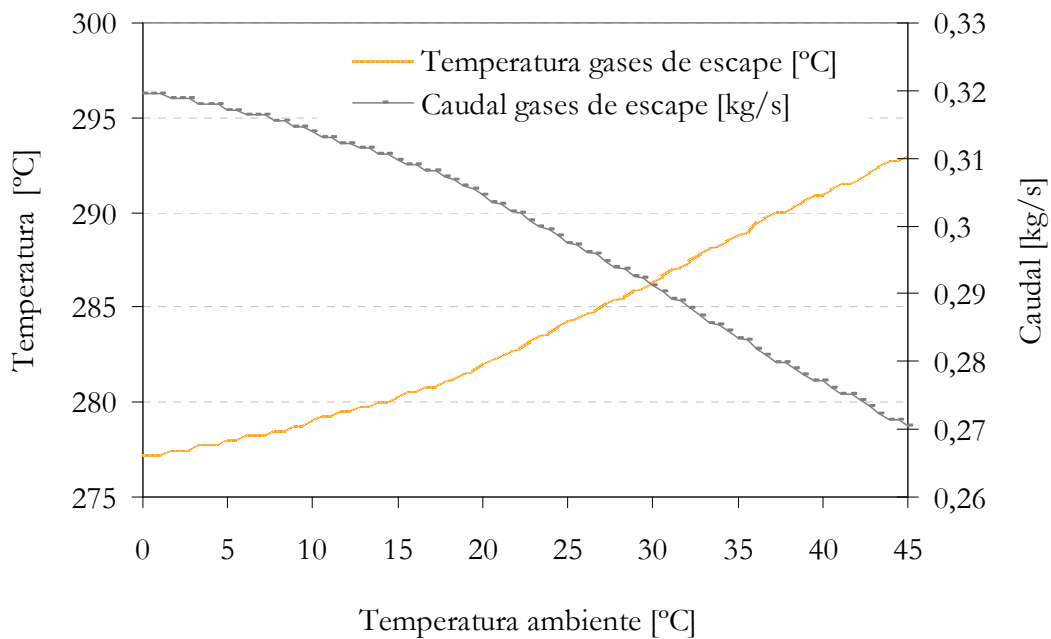


Figura 2-38. Temperatura y caudal de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas en función de la temperatura ambiente

### Modelado del intercambiador de calor de aceite térmico-gases de escape

El intercambiador de calor se ha modelado como un intercambiador de flujo cruzado (figura 2-39).

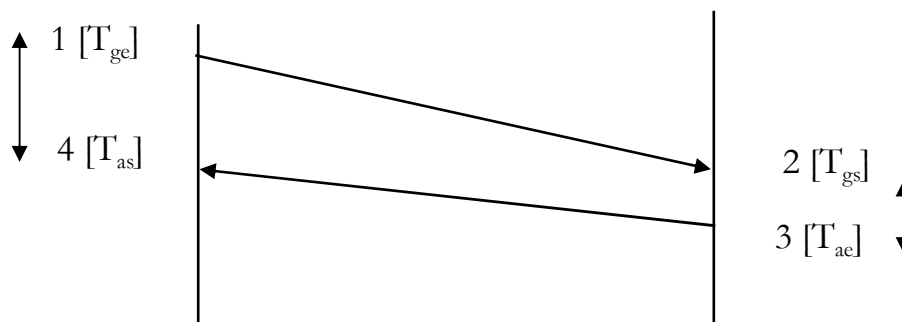


Figura 2-39. Distribución de los flujos del intercambiador de calor de flujo cruzado (gases de escape -aceite térmico).

Siguiendo la nomenclatura indicada en la figura 2-39, se obtiene el siguiente balance de energía:

$$Q_g = m_g \cdot c_{p_g} \cdot (t_{ge} - t_{gv}) = m_a \cdot c_{p_a} \cdot (t_{as} - t_{av}) \quad (4)$$

Para el cálculo del calor específico de los gases de escape, se ha considerado que la composición de los gases de escape es la misma que la del aire debido al elevado exceso de aire con que trabajan las microturbinas.

El calor específico del aceite térmico, corresponde al del aceite Repsol Multigrado Térmico con capacidad de operar hasta 300°C.

La eficiencia térmica del intercambiador se puede definir como la relación entre la potencia térmica del intercambiador ( $Q_g$ ) y la máxima potencia que puede intercambiarse ( $Q_{\max}$ ) (véase ecuación 5).

$$\eta_{\text{he1}} = \frac{Q_g}{Q_{\max}} \quad (5)$$

Si la capacidad calorífica del fluido caliente (gases de escape) ( $C_g$ ) (véase ecuación 6) es menor que la del fluido frío (aceite térmico) ( $C_a$ ) (véase ecuación 7), en ese caso, el fluido caliente sufre un cambio de temperatura mayor [15]. En este caso la capacidad calorífica del fluido caliente ( $C_g$ ) es de 1.041 kJ/kg.K, inferior al del aceite térmico ( $C_a$ ) de 2.15 kJ/kg.K.

$$C_g = m_g \cdot c_{p_g} \quad \text{es la capacidad calorífica de los gases de escape (flujo caliente).} \quad (6)$$

$$C_a = m_a \cdot c_{p_a} \quad \text{es la capacidad calorífica del aceite térmico (flujo frío).} \quad (7)$$

Por ello:

$$\text{si } C_g < C_a \text{ entonces } Q_{max} = C_g (T_{ge} - T_{ae}) \quad (8)$$

El cálculo de la UA del intercambiador de gases de escape-aceite térmico se ha realizado a partir de las ecuaciones 9 y 10.

$$UA_1 = \frac{Q_g}{\Delta T_{lm,g}} \quad (9)$$

donde,

$$\Delta T_{lm,g} = \frac{(T_{ge} - T_{as}) - (T_{gs} - T_{ae})}{\ln \frac{(T_{ge} - T_{as})}{(T_{gs} - T_{ae})}} \quad (10)$$

### Modelado de la enfriadora por absorción

La potencia de refrigeración se ha calculado a partir de los datos facilitados por el fabricante en función de la temperatura ambiente y de la temperatura de entrada del aceite térmico (figuras 2-40 y 2-41) [86] y del correspondiente balance de energía:

$$Q_f = \left( \frac{v_{af} * \gamma_{af}}{3600} * cp_{af} \right) * (T_{afe} - T_{afs}) \quad (11)$$

donde,

$v_{af}$  = Caudal del agua fría [l/h]

$\gamma_a$  = Densidad del agua fría [kg/dm<sup>3</sup>]

$cp_a$  = Calor específico del agua [kJ/kg K]

Las condiciones nominales corresponden a 8°C de temperatura de salida del agua fría; un caudal de agua fría de 4000 l/h y un caudal de aceite térmico de 2000 l/h.

Las condiciones del aceite térmico a la entrada de la unidad de refrigeración no son constantes y pueden variar dentro de un rango de temperatura, de 190 a 240°C.

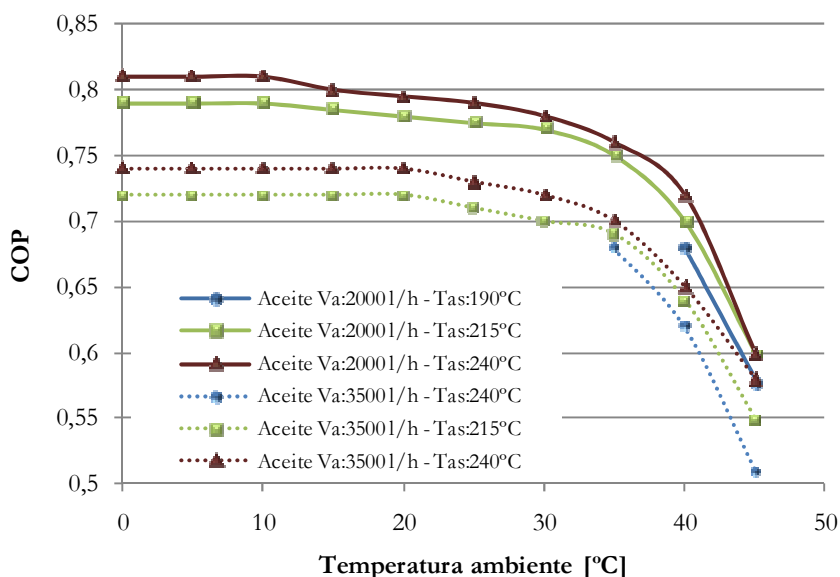


Figura 2-40. COP de la unidad de refrigeración accionada con aceite térmico ACF 60-00 TK a diferentes temperaturas ambientes con un caudal de aceite térmico de 2000 l/h.

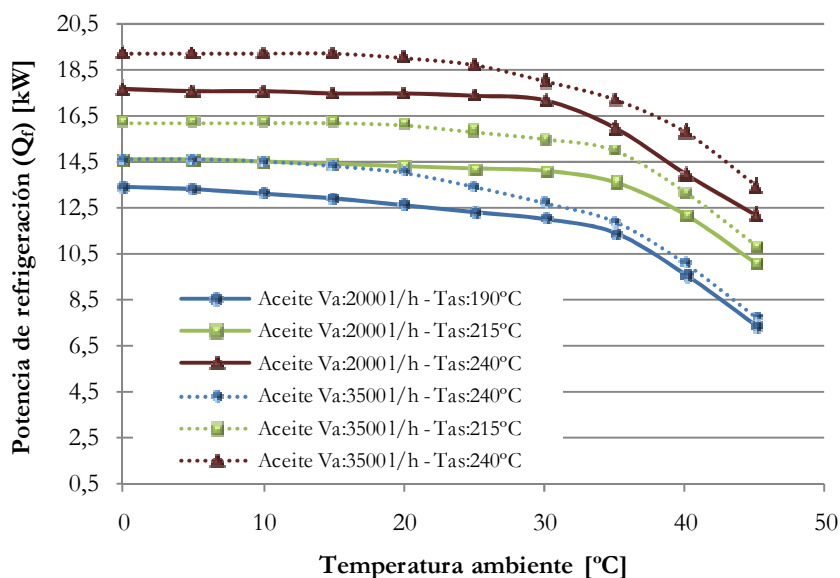


Figura 2-41. Potencia de refrigeración de la unidad de refrigeración por absorción ACF 60-00 activada indirectamente con aceite térmico para diferentes temperaturas ambientes con un caudal constante de aceite térmico de 2000 l/h.

### Modelado de la caldera de recuperación de calor:

El modelado de este intercambiador de calor se ha realizado como un intercambiador de flujo cruzado (figura 2-42).

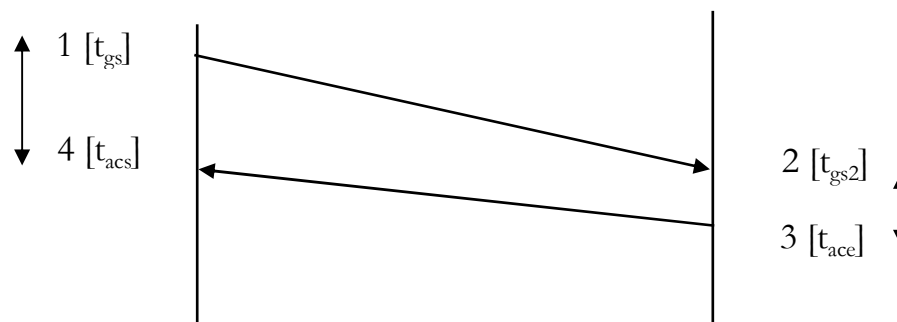


Figura 2-42. Distribución de los flujos del intercambiador de calor de flujo cruzado (gases de escape-aceite térmico).

Siguiendo la nomenclatura indicada en la figura 2-42, se obtiene el siguiente balance de energía:

$$Q_g = m_g \cdot \varphi_g \cdot (t_{gs} - t_{gs2}) = m_{ac} \cdot \varphi_{ac} \cdot (t_{acs} - t_{ace}) \quad (12)$$

La eficiencia térmica del intercambiador se puede definir como la relación entre la potencia real del intercambiador ( $Q_c$ ) y la máxima potencia que puede intercambiarse ( $Q_{max}$ ) (véase ecuación 13).

$$\eta_{cr} = \frac{Q_c}{Q_{c \max}} \quad (13)$$

En este caso la capacidad calorífica del fluido caliente ( $C_g$ ) es de 1.041 kJ/kg.K, inferior al del agua caliente ( $C_{ac}$ ) (véase ecuación 14) de 3.404 kJ/kg.K.

$$C_{ac} = m_{ac} \cdot \varphi_{ac} \quad \text{es la capacidad calorífica del agua caliente (flujo frío).} \quad (14)$$

Por ello:

$$\text{si } C_g < C_{ac} \text{ entonces } Q_{max} = C_g (T_{ge} - T_{ae}) \quad (15)$$

El cálculo de la UA del intercambiador de gases de escape-aceite térmico se ha realizado utilizando las ecuaciones 16 y 17.

$$UA_2 = \frac{Q_c}{\Delta T_{lm,c}} \quad (16)$$

donde,

$$\Delta T_{lm,c} = \frac{(T_{gs} - T_{acs}) - (T_{gs2} - T_{ace})}{\ln \frac{(T_{gs} - T_{acs})}{(T_{gs2} - T_{ace})}} \quad (17)$$

Para determinar la capacidad de producción de agua caliente esperada se ha considerado una eficiencia térmica de 0,7 obtenida en el estudio experimental para este mismo intercambiador, realizado por Bruno y Coronas [87].

Empleando la modelización anterior, a continuación, se ha realizado el balance energético del sistema de trigeneración con el programa EES [88] para las configuraciones de la MTG con la enfriadora por absorción instalada en paralelo, en serie o individual. Para más información de la modelización de las configuraciones véase anexo B.1.

### **Resultados de la modelización del sistema de trigeneración con dos enfriadoras por absorción en paralelo y en serie**

La potencia térmica del intercambiador está limitada por la elevada temperatura del aceite térmico para la activación de la enfriadora por absorción entre 150 y 240°C y por el caudal del aceite entre 2000 l/h y 3500l/h.

En las figuras 2-43 y 2-44 se muestran los resultados de la modelización para las configuraciones con dos enfriadoras por absorción instaladas en paralelo y en serie, respectivamente. En ambas figuras se observa como al aumentar la temperatura del aceite térmico, disminuye el caudal, disminuyendo también la potencia de refrigeración y la potencia del generador, en cambio la eficiencia térmica del intercambiador y el COP aumentan. Por consiguiente, se concluye que en el caso de priorizar la producción de frío se debería aumentar al máximo el caudal del aceite térmico, con la consiguiente pérdida de energía debido a la reducción de la eficiencia del sistema. No obstante, si el objetivo es priorizar la eficiencia del sistema de trigeneración, se reducirá el caudal al mínimo, aumentando el COP y la eficiencia térmica del intercambiador de aceite.

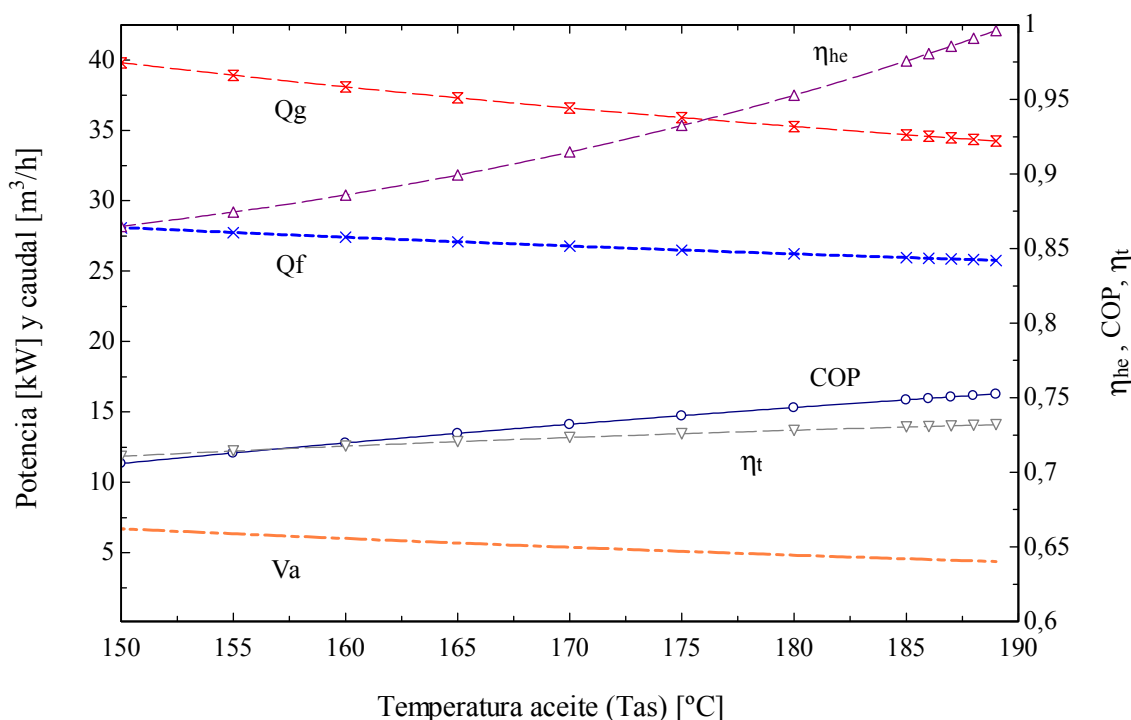


Figura 2-43. Potencia térmica ( $Q_g$ ), caudal del aceite térmico ( $V_a$ ), eficiencia térmica del intercambiador de aceite ( $\eta_{he}$ ) potencia de refrigeración ( $Q_f$ ), COP y eficiencia global ( $\eta_t$ ) del sistema de trigeneración en función de la temperatura de activación del aceite térmico. Con la configuración de la MTG con dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas **en paralelo**.

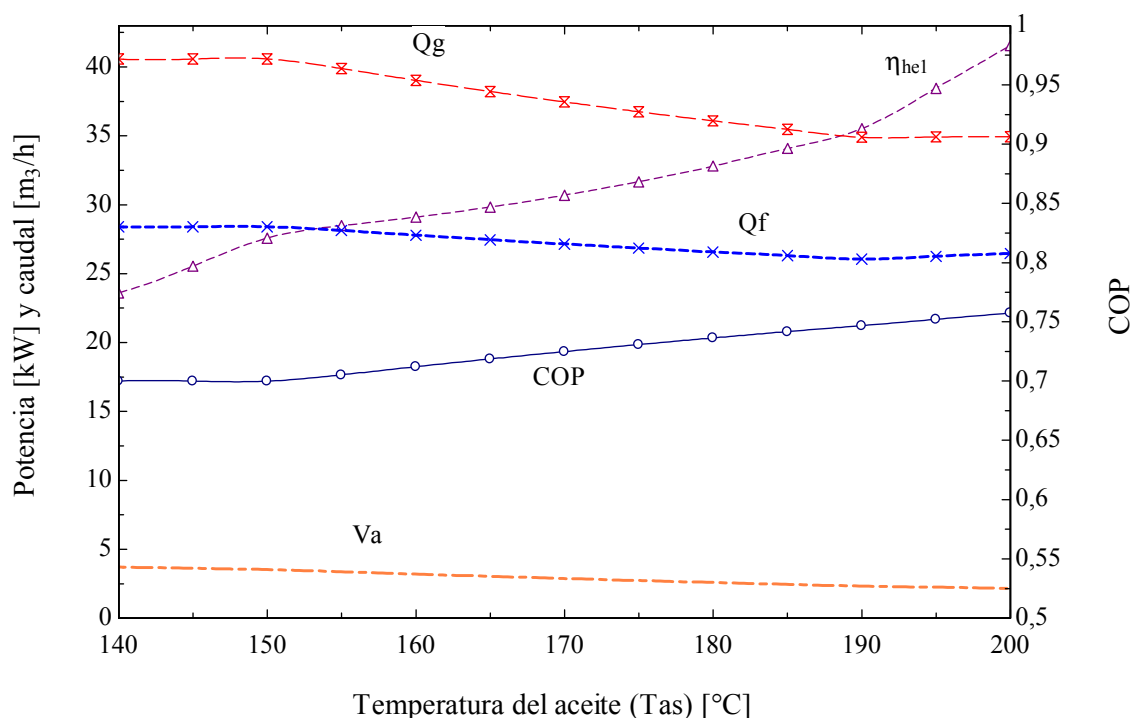


Figura 2-44. Potencia térmica ( $Q_g$ ), caudal del aceite térmico ( $V_a$ ), eficiencia térmica del intercambiador de aceite ( $\eta_{he}$ ) potencia de refrigeración ( $Q_f$ ), COP y eficiencia global ( $\eta_i$ ) del sistema de trigeneración en función de la temperatura de activación del aceite térmico. Con la configuración de la MTG con dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas **en serie**.

En las figuras 2-45 y 2-46 se muestran las prestaciones del sistema de trigeneración con la MTG y dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en paralelo y en serie, respectivamente, priorizando la eficiencia frente a la potencia de refrigeración.

En el caso de la conexión en paralelo, la temperatura máxima de aceite para poder accionar las dos enfriadoras por absorción aprovechando el máximo calor residual de los gases de escape es de 189°C. Para esta temperatura, el caudal de aceite térmico es de 4374 l/h, que se distribuye equitativamente obteniendo una entrada a cada enfriadora de 2187 l/h con un COP de 0,75. La producción total de frío es de 25,8 kW a una temperatura de salida del agua fría de 8°C, la producción de calor es de 28,3 kW a una temperatura de salida del agua caliente de 78°C, obteniendo una eficiencia global de 73,2%.

En el caso de priorizar la producción de frío, la potencia máxima de frío sería de 28,4 kW con unas prestaciones del aceite a la entrada de cada enfriadora por absorción de 150°C y

3.518 l/h. A pesar de obtener un 10% más de potencia de refrigeración, la eficiencia térmica del intercambiador de aceite y el COP de la enfriadora se reducen en un 15% y un 6,7%, respectivamente. Obteniendo una eficiencia global de un 70,7%; un 3,4% inferior que en el caso de priorizar la eficiencia.

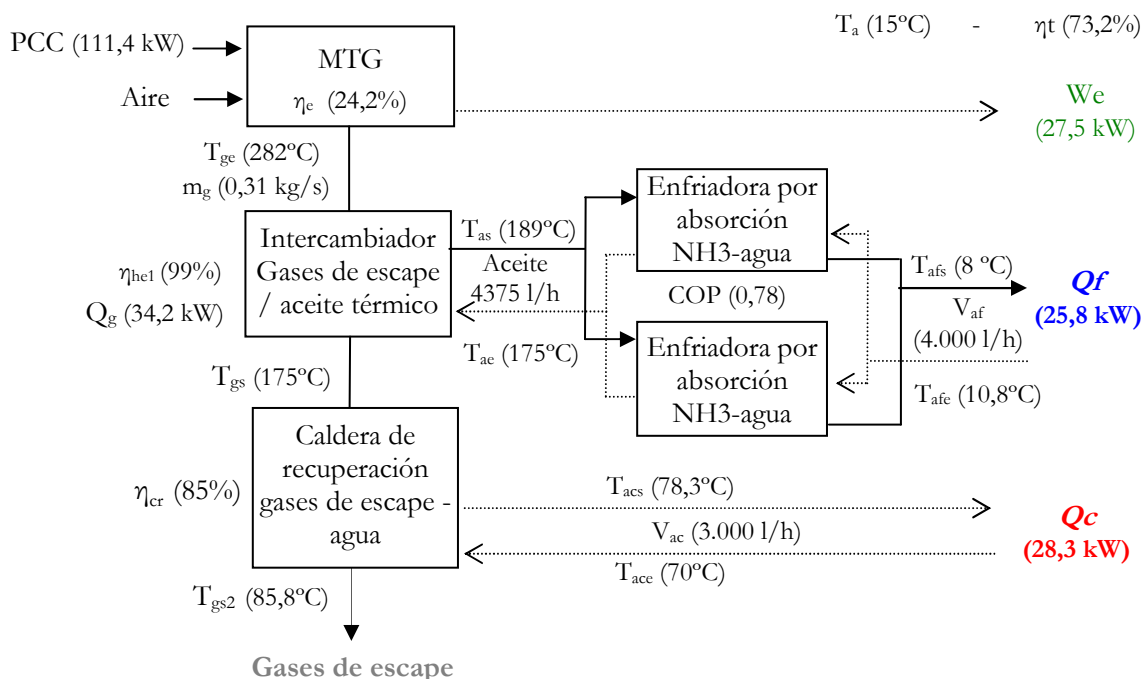


Figura 2-45. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en paralelo activada térmicamente mediante aceite térmico

En la figura 2-46 se muestra la configuración de las enfriadoras en serie, priorizando la eficiencia frente a la potencia de refrigeración. La temperatura máxima de aceite para poder accionar la primera enfriadora por absorción aprovechando el máximo calor residual de los gases de escape es de 202°C, pasando a la siguiente enfriadora por absorción a una temperatura de 187°C con un caudal de aceite térmico de 2134 l/h. El COP de la primera enfriadora es de 0,76, reduciéndose ligeramente en la segunda a 0,75. La producción de frío total es de 26,5 kW a una temperatura de salida del agua fría de 8°C. La producción de calor es de 28,3 kW a una temperatura de salida del agua caliente de 78°C. Obteniendo una eficiencia global de 73,8%.

En el caso de priorizar la producción de frío, la potencia máxima de frío sería de 28,4 kW

con unas prestaciones del aceite a la entrada de cada enfriadora por absorción de 150°C y 3.524 l/h. A pesar de obtener un 10% más de potencia de refrigeración, la eficiencia térmica del intercambiador de aceite y el COP de la enfriadora se reducen en un 17% y un 8%, respectivamente. Obteniendo una eficiencia global de un 70,7%; un 3,7% inferior que en el caso de priorizar la eficiencia.

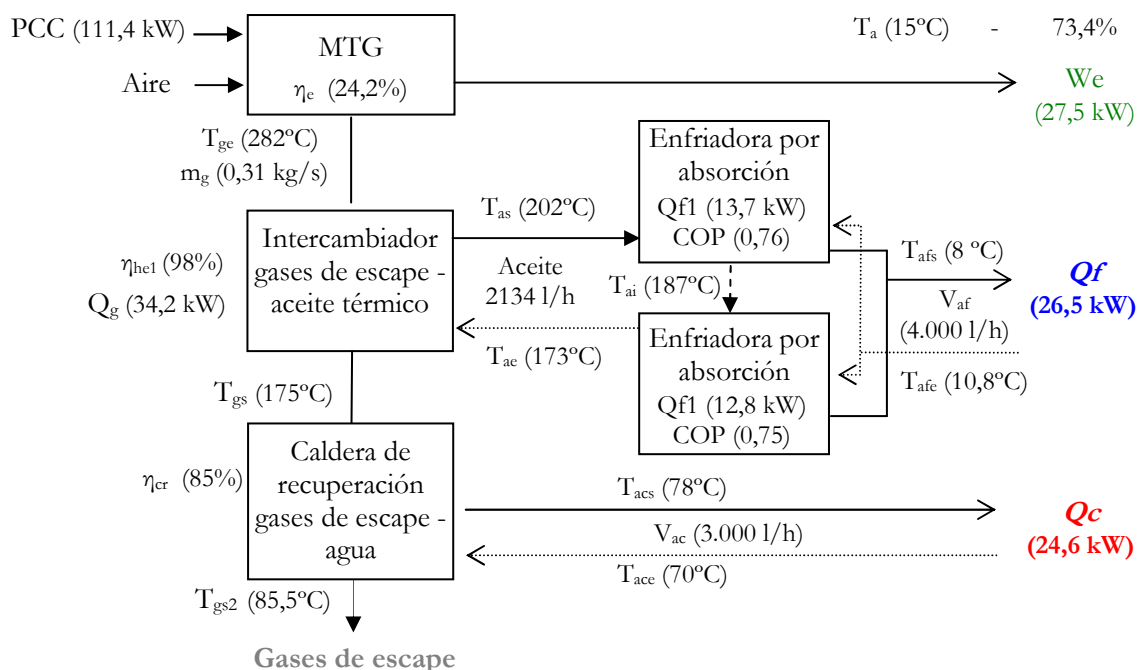


Figura 2-46. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie activada térmicamente mediante aceite térmico

Ambas configuraciones ofrecen prestaciones muy similares, con unos valores ligeramente superiores en la configuración con las enfriadoras conectadas en serie de 0,7 kW más de capacidad de refrigeración y un 0,1% más de eficiencia global. Otra ventaja de la configuración en serie es el hecho de mantener un mismo caudal en todo el circuito, reduciendo los costes en la valvulería, las conducciones y la instrumentación y facilitando la posibilidad de utilizar una única enfriadora por absorción con un by-pass pudiendo reducir la producción de frío y aumentar la producción de calor según la demanda y la época del año.

La operación en modo trigeneración en períodos en los que no haya demanda de calefacción permite reducir la temperatura del agua caliente para cubrir únicamente la

demanda de agua caliente sanitaria. En este caso, la temperatura mínima del agua caliente, según la normativa vigente para la prevención de legionela [89,90] es de 60°C, debiendo contemplar que el sistema pueda elevar la temperatura por encima de los 70°C durante un período aproximado de 2 horas para asegurar la eliminación de la bacteria que produce la legionela.

### **Resultados de la modelización del sistema de trigeneración con una enfriadora por absorción**

Por último, se muestran los resultados de la configuración con una única enfriadora por absorción puesto que será el sistema de trigeneración que se ensayará en la planta de ensayos y se instalará en un edificio para el análisis experimental.

En la figura 2-47 se muestra como en este caso, al accionar únicamente una enfriadora por absorción, las máximas prestaciones del sistema se obtienen a temperaturas de aceite elevadas. Con una temperatura de aceite térmico de 235°C, a pesar de reducirse el caudal a 1.872 l/h, se obtienen valores máximos tanto en potencia de refrigeración, como en eficiencia térmica del intercambiador de calor, el COP y la eficiencia global.

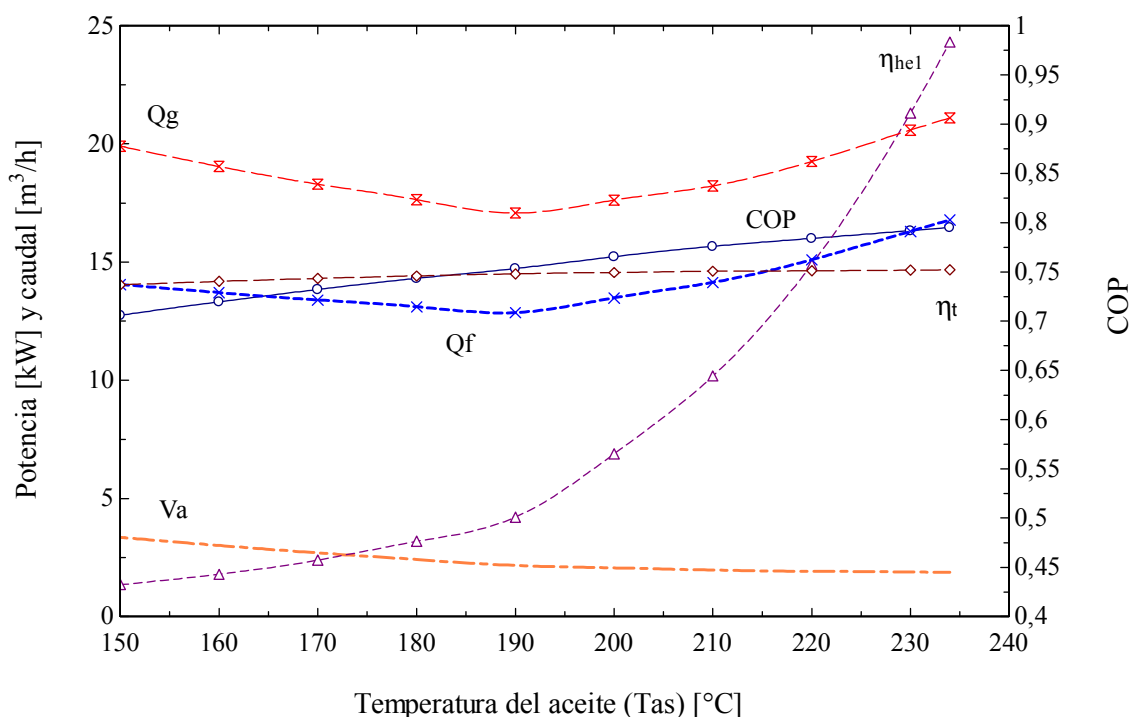


Figura 2-47. Potencia térmica del intercambiador de aceite térmico en función de su eficiencia térmica.

En la figura 2-48 se muestran las prestaciones del sistema de trigeneración. Para una potencia eléctrica máxima de 27,5 kw se obtiene una producción de frío de 16,8 kW y de calor de 32,45 kW, con un rendimiento eléctrico del 24,7%, un COP de la enfriadora por absorción de 0,79 y una eficiencia global de 75,2%. El intercambiador de calor de aceite con un rendimiento del 99% alcanza una UA de 1,7 W/K, mientras que la caldera de recuperación de calor con una eficiencia del 85% tiene una UA de 0,63 W/K.

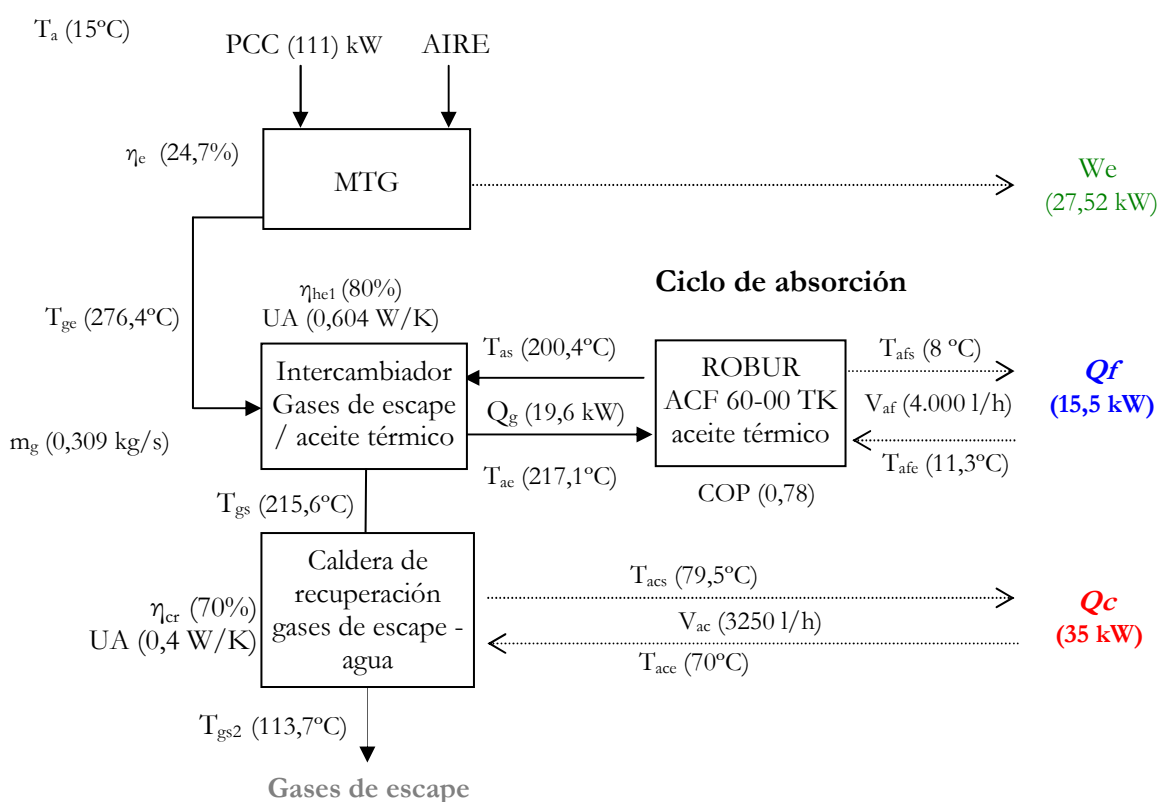


Figura 2-48. Diseño esquemático del sistema de trigeneración integrado por la MTG y una enfriadora por absorción amoníaco-agua condensada por aire

### 2.5.3. Efecto de la temperatura ambiente sobre el sistema de microtrigeneración

La temperatura ambiente tiene un doble efecto sobre el sistema de trigeneración, por una parte reduce el rendimiento eléctrico de la microturbina, y por otra parte, reduce la potencia de refrigeración de la unidad de refrigeración por absorción refrigerada por aire.

La modelización realizada permite determinar el efecto de la temperatura ambiente sobre las prestaciones del sistema de trigeneración.

La reducción del rendimiento eléctrico producido por el aumento de la temperatura ambiente sobre la microturbina produce un aumento en la temperatura de los gases de escape. En consecuencia, entre 0 y 17°C la potencia eléctrica se mantiene y aumenta la producción de agua caliente y también aumenta la temperatura del aceite térmico para la activación de la unidad de refrigeración. Por lo tanto, a mayor temperatura de activación, mayor potencia de refrigeración (figura 2-49).

A partir del modelado anterior realizado con el programa EES [91] se pueden definir correlaciones que permiten obtener la potencia eléctrica, térmica y de refrigeración a partir de la temperatura ambiente:

$$W_e = f(T_a) \begin{cases} \text{Si } T_a \leq 17 \rightarrow W_e = 27,52 \text{ kW} & (18) \\ \text{Si } T_a > 17 \rightarrow W_e = 32,9625 - 0,316715 T_a & (19) \end{cases}$$

(R<sup>2</sup> 99,7%)

$$Q_c = f(T_a) \begin{cases} \text{Si } T_a \leq 17 \rightarrow Q_c = 27,5106 + 0,318842 & (20) \\ & (R^2 \text{ 98,37\%}) \\ \text{Si } T_a > 17 \rightarrow Q_c = 30,3194 + 0,561043 T_a - 0,0299754 T_a^2 + 0,000413168 T_a^3 & (21) \\ & (R^2 \text{ 95,56\%}) \end{cases}$$

$$Q_f = 13,5019 - 0,18641 T_a - 0,00413826 T_a^2 \quad (R^2 \text{ 94,07\%}) \quad (22)$$

Finalmente, se puede concluir que el efecto de la temperatura ambiente en el sistema entre 0 y 17 °C, es positiva con un ligero aumento en la potencia de refrigeración y un más pronunciado aumento en la potencia térmica. A partir de 17°C, desciende la producción eléctrica pasando de 27,5 kW a 20,7 kW (reducción de un 24,5%) cuando la temperatura ambiente se incrementa de los 17°C a los 35°C. La potencia térmica y frío también se reducen, pero más suavemente pasando de 15,7 kW a 15,1 kW (3,8%) y de 32,2 kW a 31,1 kW (3,4%) respectivamente (figura 2-49).

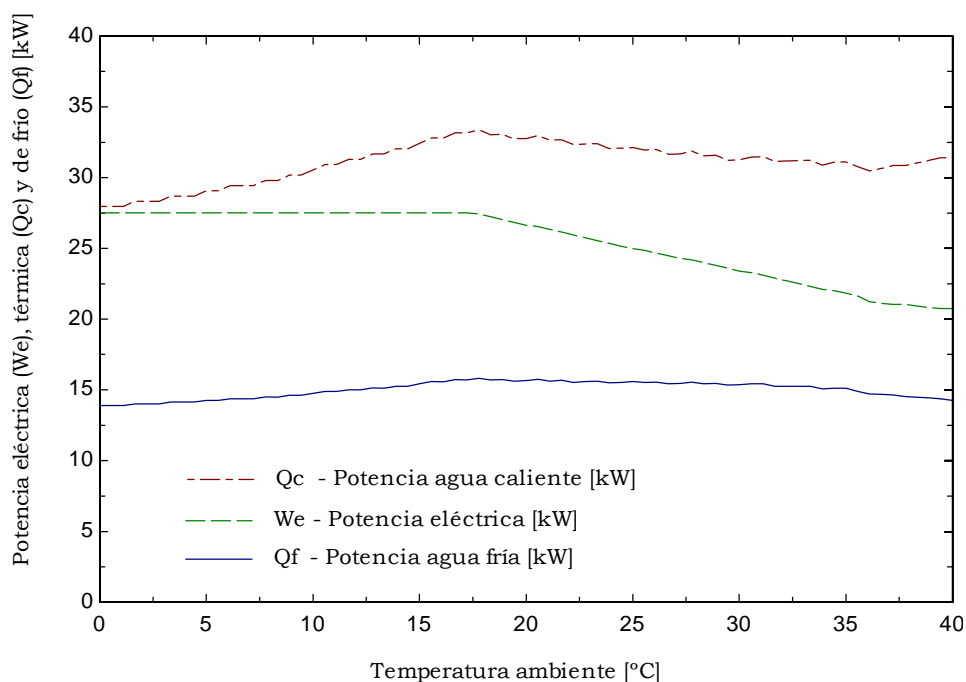


Figura 2-49. Producción energética del sistema de trigeneración a partir del modelo teórico.

#### 2.5.4. Funcionamiento del sistema de trigeneración a carga parcial

En esta sección se presenta la operatividad del sistema de trigeneración a carga parcial. A pesar de que el sistema de trigeneración está diseñado para operar las 24 horas del día a plena carga, la posibilidad de implementarlo en aplicaciones de trigeneración en edificios para el autoconsumo hace necesario el análisis de la eficiencia y producción del sistema a carga parcial.

A partir del modelado presentado en el apartado anterior y de la información suministrada

por el fabricante de la microturbina para diferentes cargas parciales [83], se ha calculado la potencia térmica producida por el sistema de trigeneración a carga parcial para una temperatura ambiente de 15°C, una temperatura de agua fría de 8°C y una temperatura de entrada del agua caliente de 70°C. Los cálculos se han realizado en base a la premisa de tener una temperatura mínima del aceite térmico a la entrada de la enfriadora por absorción de 170°C.

En la figura 2-50, se muestra la potencia de refrigeración y calor producida para diferentes potencias eléctricas. Se observa una dependencia lineal entre la potencia térmica y de frío respecto a la eléctrica y como la potencia térmica tiene una pendiente más pronunciada que la de frío. Las regresiones lineales de la potencia térmica y de frío respecto a la potencia eléctrica son las siguientes:

$$Q_f = 6,43309 + 0,314993 W_e \quad (R^2 \text{ } 99,86\%) \quad (23)$$

$$Q_c = 1,09143 + 1,07508 W_e \quad (R^2 \text{ } 99,65\%) \quad (24)$$

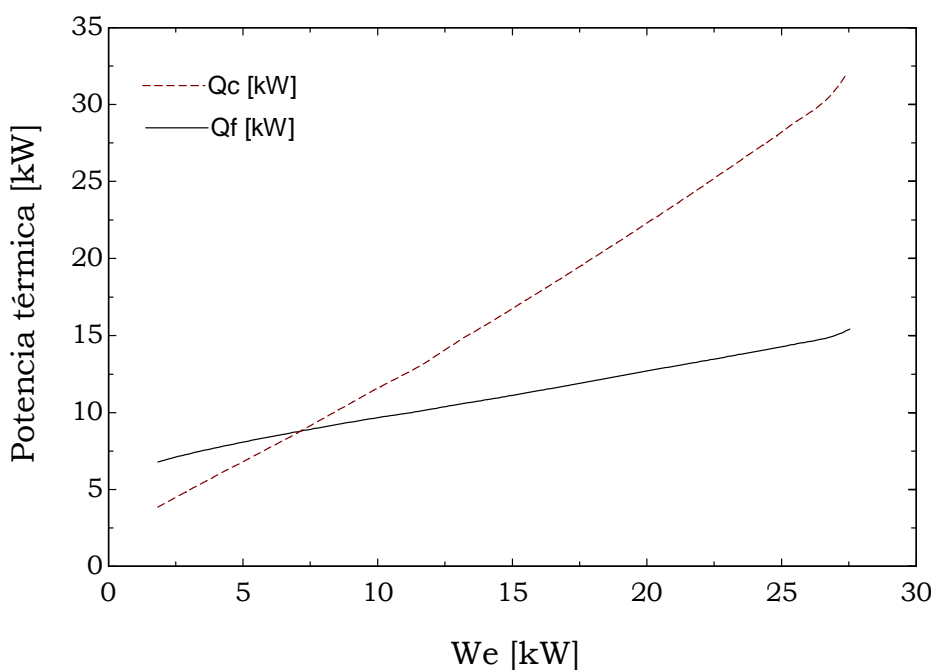


Figura 2-50. Producción de frío y calor del sistema de trigeneración a carga parcial (temperatura ambiente de 15°C, temperatura de agua fría de 8°C, temperatura de entrada de agua caliente de 70°C y una temperatura mínima de entrada del aceite térmico a la enfriadora por absorción de 170°C).

### 2.5.5. Eficiencia del sistema de trigeneración

La eficiencia energética de los sistemas de trigeneración puede medirse utilizando diferentes parámetros.

En este apartado se emplea uno de los parámetros más utilizados para evaluar la eficiencia de sistemas de co- y trigeneración se refiere. Aunque existen diferentes parámetros que pueden aplicarse:

- La eficiencia global de un sistema de trigeneración es el parámetro de vista más sencillo.
- El ahorro de energía primaria del sistema de trigeneración respecto a un sistema convencional.
  - La Directiva 2004/8/CE de la Unión Europea expone el concepto de calor útil y de la consideración de los sistemas de cogeneración como equipos de alta eficiencia en función del ahorro en energía primaria.
  - La metodología expuesta por Chicco y Mancarella en 2007 [91] adapta la ecuación del ahorro de energía primaria para sistemas de cogeneración (PES) presentada en 2005 por Cardona y Piacentino [92], obteniendo una nueva ecuación de ahorro de energía primaria para trigeneración (AEPT) respecto a sistemas tradicionales.
  - La metodología expuesta por Henning [93] sobre el análisis del ahorro de energía primaria, en la conferencia de 2007 en Bilbao, donde expuso una nueva ecuación para el cálculo específico de los sistemas de refrigeración principalmente enfocado a la activación con energía solar.
- El rendimiento eléctrico equivalente (REE), método de evaluación de los sistemas de trigeneración que se está aplicando en España para la concesión del Régimen Especial para equipos de co- y trigeneración según la normativa española.

Finalmente se presenta la visión expuesta por Roqueta y Marquez [94] referente a la diversidad de los criterios existentes para la evaluación del cálculo de la eficiencia en sistemas de trigeneración y define una metodología basada en el concepto de calor útil propugnado por la Directiva Europea.

### 2.5.5.1. Eficiencia global del sistema de trigeneración

De forma genérica, la eficiencia global de un sistema de trigeneración (ecuación 25) se define como la suma de la producción del sistema de trigeneración (producción eléctrica  $W_e$ , producción de calor  $Q_c$  y producción de frío  $Q_f$ ) respecto al consumo requerido por el sistema (consumo de combustible  $PCC$  y consumo eléctrico  $W_{e1}$ ).

$$\eta_t = \frac{W_e + Q_c + Q_f}{PCC + W_{e1}} \times 100 \quad [\%] \quad (25)$$

Donde el consumo eléctrico ( $W_{e1}$ ) es el autoconsumo eléctrico total del sistema (enfriadora por absorción, bomba de aceite térmico, ventiladores y panel de control de la MTG) que se estima en 2,5 kW.

Con el modelo realizado, se obtiene una eficiencia global del sistema de trigeneración de 67,7% para una temperatura ambiente de 15°C, una producción de agua fría de 8°C y una temperatura de entrada del agua caliente de 70°C.

### 2.5.5.2. Ahorro de energía primaria de un sistema de trigeneración

Uno de los indicadores más adecuados para la evaluación de la viabilidad energética de sistemas de trigeneración es el análisis del ahorro energético primario. Este ratio compara el sistema de trigeneración objeto de estudio con un sistema equivalente de producción de energía convencional.

Como sistema de producción de energía convencional (producción por separado) se ha considerado:

- Electricidad - red eléctrica española
- Calor - caldera de gas natural
- Frío - unidad de refrigeración por compresión

A continuación se analizan tres metodologías para el cálculo del ahorro de energía primaria, la primera bajo el criterio de alta eficiencia según la Directiva 2004/8/CE, seguida de la de Chicco y Mancarella y por último la expuesta por Henning.

#### I. Ahorro de energía primaria bajo el criterio de alta eficiencia según la Directiva 2004/8/CE

En la directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de febrero de 2004 relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE, Anexo III, se especifica que: “la producción de las unidades de cogeneración a pequeña escala y de micro cogeneración que aporten un ahorro de energía primaria podrá considerarse cogeneración de alta eficiencia”. En esta directiva se define el ahorro en energía primaria (PES – Primary energy saving) como:

$$PES = \left( 1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{Re fH\eta} + \frac{CHPE\eta}{Re fE\eta}} \right) \times 100\% \quad (26)$$

Donde,

$$CHPH\eta = \text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Producción anual calor útil}}{\text{Aportación de combustible}} \quad (27)$$

Según el artículo 3 de la Directiva 2004/8/CE, el calor útil es el calor producido en un proceso de cogeneración para satisfacer una demanda económicamente justificable de calor o refrigeración.

$Re fH\eta$  es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor; 82% [95].

$$CHPE\eta = \text{Eficiencia eléctrica} = \frac{\text{Electricidad anual producida}}{\text{Aportación de combustible}} \quad (28)$$

$Ref H\eta$  es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad. Se deberá corregir según el anexo IV de la Directiva 2004/8/CE.

En base a los datos nominales, para una producción en modo trigeneración durante los 365 días del año, se obtienen la producción energética y el consumo de gas natural anual es la siguiente:

Producción eléctrica anual = 240900 kWh

Producción térmica anual = 525600 kWh

Consumo de gas natural anual = 972360 kWh

Por lo que la eficiencia térmica y el rendimiento eléctrico serán:

$$CHP H\eta = 525600 / 972360 = 0,540 \quad (29)$$

$$CHP E\eta = 240900 / 972360 = 0,247 \quad (30)$$

La microturbina de gas se construyó en el año 2000, por lo que según el anexo I de la Directiva 2004/8/CE, el valor de referencia de la eficiencia armonizado para la producción por separado de electricidad será de 51,4%. Puesto que se ha considerado que se exportará el 100% a la red y considerando que, la microturbina de gas genera electricidad a 380 V el valor de referencia se deberá corregir multiplicándolo por 0,925 de acuerdo al anexo IV de la misma directiva.

$$Ref E\eta = 51,4\% \times 0,925 = 47,545 \quad (31)$$

Por lo tanto, se obtiene:

$$PES_{\text{electricidad exportada a red}} = \left( 1 - \frac{1}{\frac{0,540}{0,82} + \frac{0,247}{0,47545}} \right) \times 100\% = 15,3\% \quad (32)$$

En el caso de consumir la electricidad in situ, el factor de corrección sería 0,860.

$$\text{Ref } H\eta = 51,4\% \times 0,860 = 44,204 \quad (33)$$

$$PES_{\text{electricidad consumida in situ}} = \left( 1 - \frac{1}{\frac{0,540}{0,82} + \frac{0,247}{0,44204}} \right) \times 100\% = 18\% \quad (34)$$

En ambos casos, tanto si la electricidad es exportada a la red como si es consumida in situ, el sistema de trigeneración tiene un ahorro en energía primaria superior al 10% y por lo tanto, puede considerarse a nivel teórico como un sistema de microtrigeneración de alta eficiencia.

## II. Ahorro de energía primaria para trigeneración (AEPT) según Chicco y Mancarella [91]

En sistemas de producción de frío, se considera como producto útil para el cálculo del PES la producción de frío y no la producción de calor necesaria para la obtención del frío. Para el cálculo del ahorro de energía primaria, definido en las ecuaciones 35 y 36, se considera el sistema de trigeneración como una caja negra, independientemente de la complejidad de los flujos internos energéticos del sistema, se consideran las variables de entrada y salida como únicas variables relevantes del sistema; como variable de entrada el combustible (Fz) y como variables de salida, los flujos energéticos: electricidad (E), frío (F) y calor (C).

$$AEPT = \frac{\text{Consumo primario convencion al} - \text{Consumo primario trigenerac ión}}{\text{Consumo primario convencion al}} \quad (35)$$

$$AEPT = 1 - \frac{F_{\tilde{z}}}{\frac{W_{\tilde{z}}}{\eta_e^{SC}} + \frac{Q_c}{\eta_t^{SC}} + \frac{Q_f}{\eta_e^{SC} \cdot COP^{SC}}} \quad (36)$$

Donde,

$F_{\tilde{z}}$  es la entrada de energía térmica total de gas natural

$W_z$ , es la producción eléctrica del sistema de trigeneración (incluyendo la electricidad vendida a la red y excluyendo la electricidad necesaria para alimentar el sistema)

Las eficiencias  $\eta_e^{SP}$  y  $\eta_t^{SP}$  son las eficiencias de referencia del sistema convencional para la red eléctrica y para la caldera respectivamente.

$COP^{SC}$  es el COP de una enfriadora por compresión eléctrica

El ahorro de energía primaria del sistema de trigeneración respecto al sistema convencional se ha analizado teniendo en cuenta tres posibles escenarios. El escenario A, analiza el ahorro de energía primaria considerando bajas eficiencias de los equipos de producción de energía tradicionales. El escenario B contempla eficiencias medias de los equipos convencionales. Y por último, el escenario C analiza el ahorro de energía primaria usando eficiencias de los equipos convencionales según el estado del arte actual de las tecnologías convencionales de producción de energía.

Tabla 2-8. Valores de referencia de la eficiencia de equipos convencionales para diferentes escenarios.

Escenario	Eficiencia	$\eta_e^{SP}$	$\eta_t^{SP}$	$COP^{SP}$
A	Baja eficiencia	0.3	0.8	2
B	Eficiencia intermedia	0.44	0.85	2.5
C	Estado del arte	0.55	0.95	3.5

Para el cálculo de los valores promedios de eficiencia del escenario B (tabla 2-8) se ha considerado el rendimiento eléctrico aproximado de la red nacional española y se ha considerado:

- los ratios de eficiencia de producción de energía eléctrica obtenidos mediante métodos tradicionales (energía final/energía primaria) según el Plan de Acción 2008-2012 [96]: hidroeléctrica 77,9%, nuclear 31,5% y térmica de carbón, fuel y gas natural 40%.
- y mediante el promedio realizado a partir de los balances eléctricos mensuales de España desde mayo 2009 hasta abril del 2010 que proporciona la Red Eléctrica de España (REE) [97]: hidroeléctrica 18%, nuclear 25% y térmica de carbón, fuel y gas natural 41%.

En la figura 2-51, se puede observar como en los escenarios A y B se alcanzan ahorros de energía primaria, siendo en el escenario de baja eficiencia, muy superior al 10%.

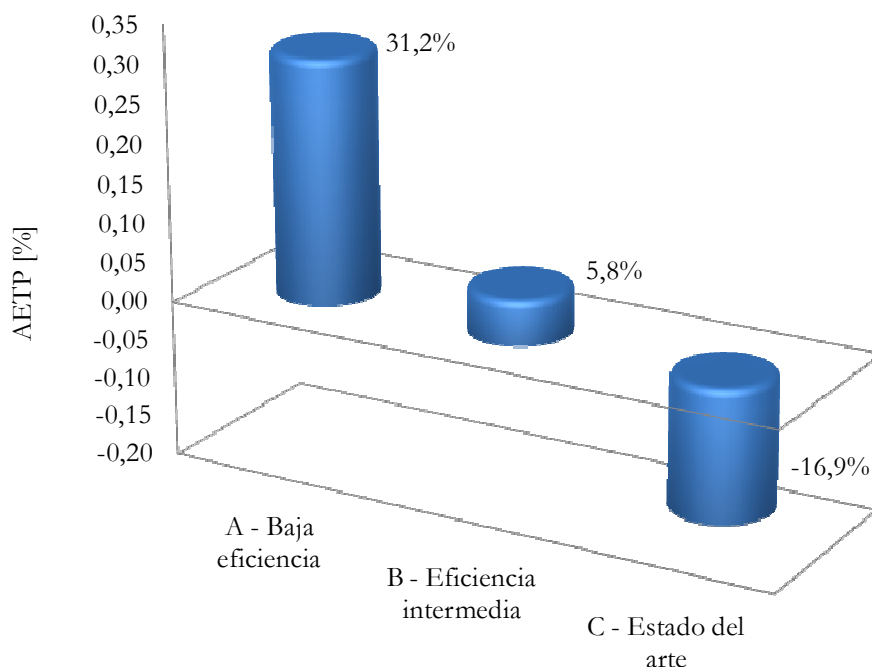


Figura 2-51 – Ahorro de energía primaria del sistema de trigeneración para diferentes escenarios de eficiencia de los sistemas convencionales (tabla 2-8)

### III. Metodología según Henning

La metodología de Henning se centra en el ahorro de energía primaria para la producción de frío y de calor.

En primer lugar se analiza el ahorro de energía primaria para la generación de calor:

$$PE_{calor,conv} = \frac{1}{\eta_{cb}} PRF_{fuel} \quad (37)$$

$$PE_{calor,mCHCP} = \frac{1}{\eta_{tb}} \cdot PRF_{fuel} - \left( \frac{\eta_{el}}{\eta_{tb}} \right) \cdot PRF_{el} \quad (38)$$

$$PES_{calor} = PE_{calor,conv} - PE_{calor,mCHCP} \quad (39)$$

Y posteriormente analiza el ahorro de energía primaria para la generación de frío:

$$PE_{frío,conv} = \frac{1}{ERR} PRF_{el} \quad (40)$$

$$PE_{frío,mCHCP} = \frac{1}{COP \cdot \eta_{tb}} \cdot PRF_{fuel} - \left( \frac{\eta_{el}}{COP \cdot \eta_{tb}} - \epsilon \right) \cdot PRF_{el} \quad (41)$$

$$PES_{frío} = PE_{frío,conv} - PE_{frío,mCHCP} \quad (42)$$

Donde,

Variable	Descripción	Valor
$PRF_{fuel}$	Factor de energía primaria del gas natural	
$PRF_{el}$	Factor de energía primaria de la electricidad	
$\epsilon$	Autoconsumo eléctrico del sistema de trigeneración (enfriadora por absorción, bomba de aceite, ventiladores)	2,5 kWh
EER	Eficiencia de la enfriadora por compresión	2
COP	Eficiencia de la enfriadora activada térmicamente	0,78
$\eta_{cb}$	Eficiencia térmica de la caldera del sistema convencional	0,8
$\eta_{tb}$	Eficiencia térmica del sistema de trigeneración	0,540
$\eta_{el}$	Rendimiento eléctrico del sistema de trigeneración	0,247

Es interesante analizar los resultados expuestos en la figura 2-52, en la que se observa como los resultados obtenidos por el ahorro de energía primaria en el escenario de bajas eficiencias del sistema convencional son los más prometedores, con un ahorro de energía primaria en la producción de frío de aproximadamente un 108% y del 87% en la producción de calor. En el escenario de eficiencias intermedias, también se obtiene ahorro a nivel de producción de calor de aproximadamente un 24%.

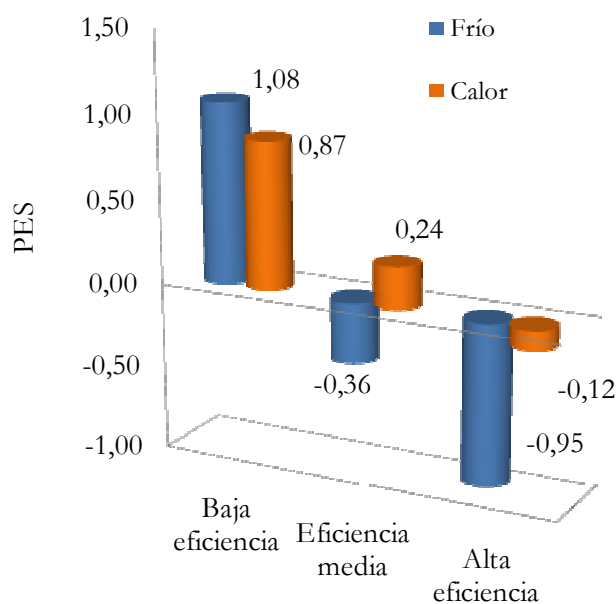


Figura 2-52. Ahorro de energía primaria para producción de frío y calor del sistema de trigeneración para diferentes escenarios de eficiencia de los sistemas convencionales según Henning.

### 2.5.5.3. Rendimiento eléctrico equivalente

El REE es un parámetro para medir la eficiencia de un sistema de cogeneración [98] usado en la legislación española desde 1994 para la concesión de licencias de co- y trigeneración para la producción eléctrica en Régimen Especial. Este parámetro se define como:

$$REE = \frac{E}{\left[ Q - \left( \frac{V}{ReffH} \right) \right]} \quad (43)$$

siendo,

E – Producción de energía eléctrica anual (kWh)

Q – Consumo de energía primaria (kWh)

V – Energía térmica útil (producción de frío y producción de calor)

ReffH – Valores de referencia del rendimiento para la producción separada de calor.

Tabla 2-9. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor basados en el valor calorífico neto y las condiciones ISO estándar (15°C de temperatura ambiente, 1,013 bar y 60% de humedad relativa) para GLP y Gas Natural.

Combustible	Vapor / agua caliente	Uso directo de gases de escape*
GLP	89 %	81 %
Gas natural	90 %	<b>82 %</b>

\* Si la temperatura es de 250°C o más, tienen que utilizarse los valores del calor directo.

En el caso de trigeneración con sistemas de enfriamiento por absorción de simple efecto (COP 0,7), la metodología del REE queda incompleta puesto que la producción de frío sumada a la producción de calor se referencia igualmente al valor de 0,82, equivalente a la eficiencia térmica de una caldera. Según fuentes consultadas del Servicio de Autorización de Instalaciones Eléctricas de la Dirección General de Energía y Minas de la Generalitat de Cataluña, este hecho es debido a la intención de no reducir la eficiencia de los sistemas integrando enfriadoras de COP bajos para de esta forma desarrollar sistemas de doble efecto en los que la metodología del REE les beneficiaría.

Este método es el que se usa en España para regular la actividad de producción de energía eléctrica en Régimen Especial y poder vender la electricidad producida a unas tarifas especiales. Para que las instalaciones de co- y trigeneración puedan acogerse al Régimen Especial deben superar los valores de REE mínimos fijados en la tabla 2-10 del Anexo I del

RD661/2007 de 25 de Mayo. Estos valores se dan en función del combustible y de la tecnología empleada.

Para las instalaciones con una potencia instalada menor o igual a 1 MW, el valor de referencia mínimo fijado se reduce en un 10% del valor indicado en la tabla 2-10.

En el sistema de trigeneración objeto de estudio en esta tesis, con una microturbina de gas con una potencia inferior a 1 MW, el valor mínimo de REE fijado en la normativa es de 0,531.

En el mismo RD661/2007, se establece el complemento por eficiencia, un incremento de la tarifa en virtud de la superación del rendimiento eléctrico equivalente mínimo, lo que fomentará diseñar las instalaciones por rendimiento eléctrico equivalente máximo (máxima eficiencia) y no por mínimo (máxima producción eléctrica) [99].

Aunque, según el RD661/2007 en el anexo IX, se indica que en el caso de aprovechar el calor útil indistintamente como calor o frío para climatización de edificios, a efectos remunerativos, se establece la posibilidad de considerar períodos de tiempo distintos de un año para la determinación del rendimiento eléctrico equivalente. De esta forma en períodos de producción de frío, aunque no se llegue al REE mínimo exigido, se podrá seguir acogiendo al Régimen Especial basándose en la energía eléctrica máxima producible ( $E_{REE_0}$ ) que cumpliría con el rendimiento eléctrico equivalente mínimo requerido ( $E_{REE_{min}}$ ), considerando la energía térmica útil real medida.

De esta forma, la normativa contempla el cálculo por separado en los meses de abril a septiembre en función de la expresión 44, equivalente a la energía eléctrica que cumpliría con el rendimiento eléctrico equivalente mínimo requerido, considerando la energía térmica útil real medida.

$$E_{REE_0} = \frac{V}{\left[ \text{Re } fH \cdot \left( \frac{1}{\eta_e} - \frac{1}{REE_{min}} \right) \right]} \quad (44)$$

Donde,

Si  $E \leq E_{REE_0}$  se liquida sobre  $E$

Si  $E > E_{REE_0}$  se liquida sobre  $E_{REE_0}$

Tabla 2-10. Valores de referencia de la eficiencia del GLP y del Gas Natural.

Tipo de combustible	REE [104] [%]
Combustibles líquidos en centrales con calderas	49
Combustibles líquidos en motores térmicos	56
Combustibles sólidos	49
Gas natural y GLP en motores térmicos	55
Gas natural y GLP en turbinas de gas	<b>59</b>
Otras tecnologías y/o combustibles	59
Biomasa incluida en los grupos b6 y b8	30
Biomasa y/o biogás incluido en el grupo b.7	50

Tabla 2-11. REE del sistema de trigeneración.

Modo operación sistema de trigeneración	REE [%]
En cogeneración	72,7
En trigeneración	62,6

En base a los resultados obtenidos en la tabla 2-11, el sistema tanto en modo trigeneración como en modo cogeneración tiene un REE por encima del mínimo exigido y, por lo tanto, se podría acogiendo al Régimen Especial.

## 2.6. Conclusiones

La configuración seleccionada para el sistema de trigeneración para cumplir con los objetivos marcados en esta tesis (alta eficiencia, tamaño adecuado para aplicaciones en edificios y eliminación de torres de refrigeración) consiste en una microturbina de gas, una enfriadora por absorción de amoníaco-agua condensada por aire y una caldera de recuperación de calor gases de escape-agua caliente.

La microturbina de gas ofrece como ventajas frente a tecnologías alternativas, su alta eficiencia global en sistemas de trigeneración con absorción a alta temperatura al proporcionar una única fuente de calor a alta temperatura (los gases de escape); bajo nivel acústico y, un diseño y fabricación sencilla y compacta que implican un alto grado de fiabilidad que en consecuencia implican un menor coste de mantenimiento (principalmente por el hecho de no usar aceites lubricantes y tener menos partes móviles).

Por lo que respecta a la selección del equipo de refrigeración, se puede concluir que: en el mercado existe un reducido número de enfriadoras por absorción (de pequeña capacidad < 50 kW) activadas térmicamente y condensadas por aire susceptibles de ser integradas en sistemas de microtrigeneración. De las enfriadoras por absorción analizadas, la enfriadora por absorción de amoníaco-agua de 17 kW es la que se adecuó más a los criterios establecidos en esta tesis: activación térmica indirecta con los gases de escape de la MTG; pequeña capacidad compatible con su acoplamiento con la MTG y, principalmente condensada por aire evitando el riesgo de contaminación bacteriológica por legionela y reduciendo los costes de mantenimiento. Las otras enfriadoras por absorción analizadas fueron el modelo 045v de Rotartica de agua-LiBr, la PSC 12 (Pink) de amoníaco-agua y la Climatewell de 8 kW, 6,7 kW y 6 kW respectivamente. A pesar de operar sin torre de refrigeración, tenían una capacidad nominal demasiado pequeña y no se adecuaban a la energía térmica recuperable de los gases de escape de la MTG. Por lo tanto, la única enfriadora por absorción de las analizadas que cumplía los criterios de selección fue el modelo de amoníaco-agua Robur ACF 60-00 TK accionada térmicamente con los gases de escape de la MTG usando aceite térmico como fluido térmico para la transferencia de calor entre los gases de escape y el generador del equipo de absorción. Este equipo tiene una potencia de refrigeración nominal de 17 kW con un COP de 0,7, condensado por aire y por lo tanto, no requiere torre de refrigeración.

Respecto a las prestaciones del sistema de trigeneración realizadas con el programa EES se concluye que:

- El sistema de trigeneración en condiciones nominales a una temperatura ambiente de 15°C produce 27,5 kW eléctricos, 17,7 kW de frío y 32,5 kW de producción de calor con un rendimiento eléctrico de 24,7% y una eficiencia global de 67,7%.

- La potencia eléctrica producida por la microturbina se ve afectada principalmente por:
  - 1) la contrapresión del sistema de salida de gases de escape que circula a través del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico y del intercambiador gases de escape-agua caliente que reduce la potencia en un 1%.
  - 2) la temperatura ambiente. Por una parte el incremento de la temperatura ambiente, reduce el rendimiento eléctrico de la microturbina, aumentando la temperatura de los gases de escape e incrementando de esta forma la temperatura del aceite térmico a la entrada de la enfriadora. Consecuentemente mejora la capacidad de refrigeración de la enfriadora. Simultáneamente, el incremento de la temperatura ambiente reduce la eficiencia de la enfriadora. Como resultado final de estos efectos contrapuestos provocados por la temperatura ambiente, se concluye que al aumentar la temperatura ambiente, a pesar del aumento de la temperatura de los gases de escape, el efecto directo sobre la enfriadora por absorción es superior, reduciéndose ligeramente la potencia de 15,4 a 15,1 kW al aumentar la temperatura ambiente de 15°C a 35°C.
- Los gases de escape cuando salen del intercambiador de aceite térmico todavía tienen una potencia térmica suficiente para producir agua caliente mediante una caldera de recuperación de calor con potencias entre 28 kW y 32 kW.
- Finalmente, las eficiencias de sistemas de trigeneración son: rendimiento eléctrico 24,7%, eficiencia global 67,7%, REE es de 51,9%, el PES es de 8,4% según la Directiva 2004/8/CE y el AEPT es de 29,49% considerando un escenario de baja eficiencia para el sistema convencional.



# Capítulo 3

## Diseño y montaje del sistema de microtrigeneración

### 3.1. Introducción

En este capítulo se ha diseñado el intercambiador de calor de aceite térmico y los circuitos de conexión de los circuitos de conexión de la microturbina, la enfriadora por absorción y la caldera de recuperación de calor.

Para ello ha sido necesario evaluar la potencia térmica, caudal y temperatura de los gases de escape de la microturbina y los requerimientos de caudal y temperatura del aceite térmico y del agua fría y caliente, y la potencia de la enfriadora por absorción.

El aceite térmico se ha seleccionado tras un análisis de los diferentes aceites comerciales teniendo en cuenta sus características térmicas y los requerimientos en la operación.

A continuación se construyó el intercambiador de calor de aceite térmico y se realizó el ensamblaje de los componentes del sistema de trigeneración, describiéndolos e indicando

los elementos auxiliares y de seguridad de los circuitos de aceite térmico, gases de escape y agua caliente y fría.

En la figura 3-1, se muestra un esquema del sistema de trigeneración acorde con todas las condiciones establecidas para el diseño del sistema de trigeneración.

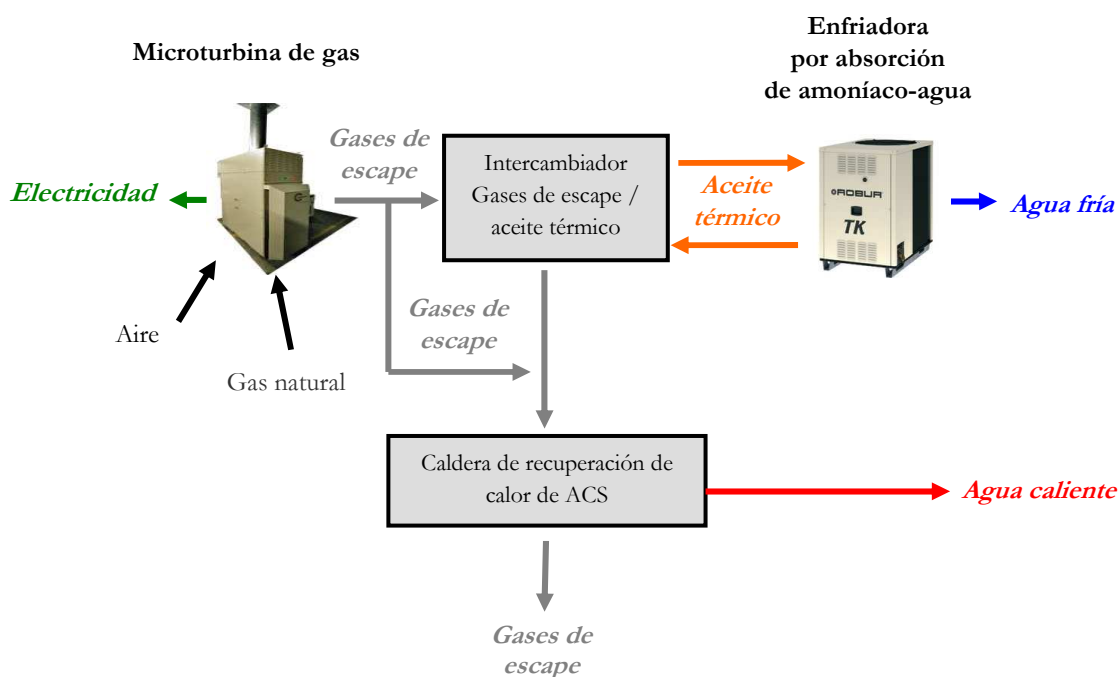


Figura 3-1. Diagrama de bloques del sistema de microtrigeneración.

El procedimiento para el diseño del sistema de trigeneración se muestra en la figura 3-2 mediante un mapa conceptual realizado con el programa CmapTools [100]. Los dos primeros pasos del diseño del sistema, referentes a la selección del generador y de la enfriadora activada térmicamente ya se han descrito en el capítulo 2; los siguientes procesos del diseño del sistema se analizarán en este capítulo en detalle.

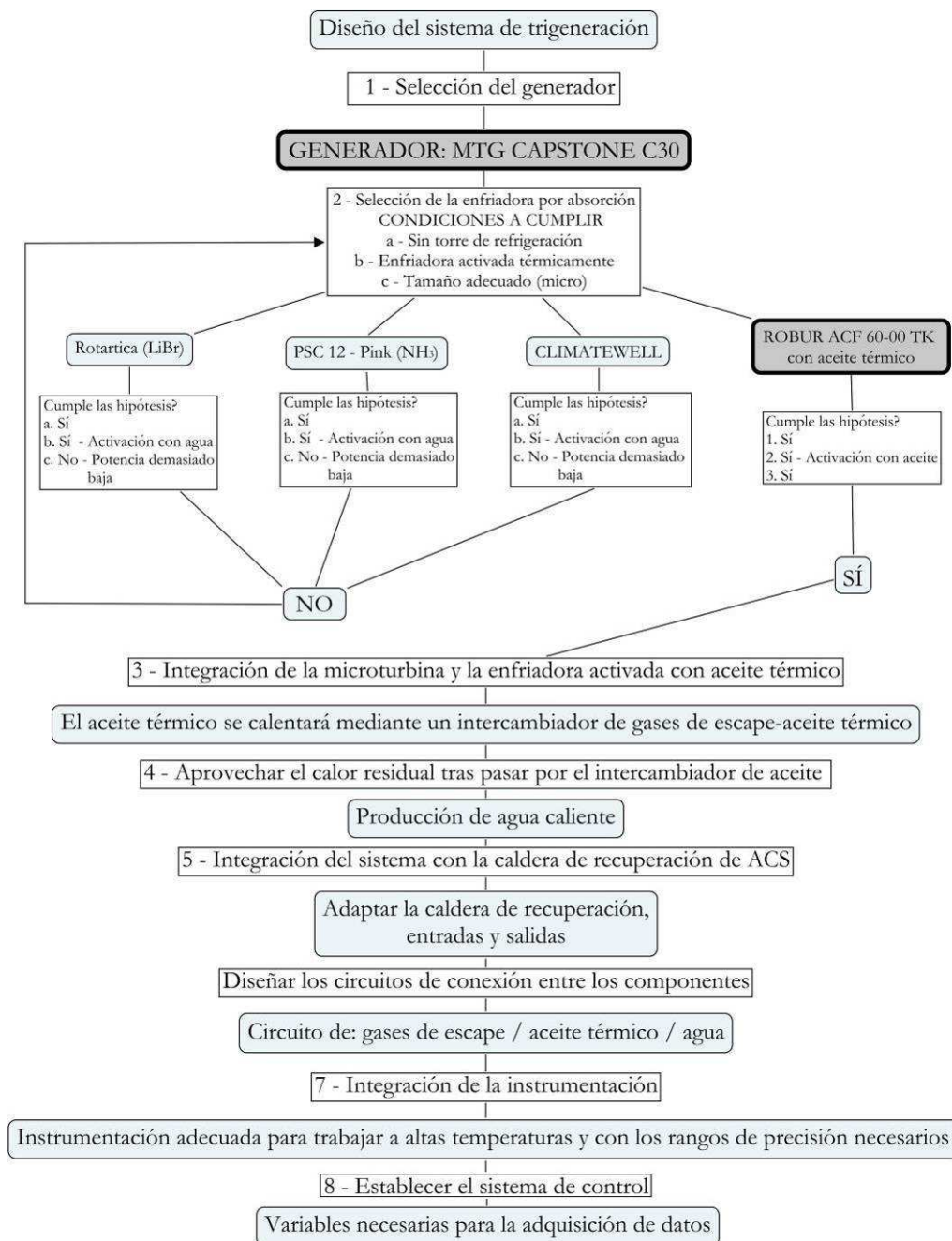


Figura 3-2. Mapa conceptual del procedimiento para el diseño del sistema de microtrigeneración.

## 3.2. Descripción de los equipos

### 3.2.1. Microturbina de gas

La microturbina de gas seleccionada es una Capstone C30. Esta microturbina de gas fue adquirida el 20 de diciembre del 2000 a la empresa G.A.S. Energietechnik GMBH.

El equipo adquirido a G.A.S. Energietechnik GmbH, incluía una Microturbina Capstone C30 de 28 kW, gas natural a baja presión LPNG (figura 3-3) y una caldera de recuperación de calor para ACS (figura 3-4) que se describirá más adelante.

La microturbina está ubicada dentro de una estructura metálica verde (véase figura 3-3) con cuatro paneles de acceso laterales. Las dimensiones de la estructura son de 800 mm de ancho, 2100 mm de largo y 1730 mm de altura con un peso de 700 kg (véase anexo C.1.).



Figura 3-3. Microturbina de gas Capstone C30 suministrada por la compañía G.A.S. Energietechnik GmbH.



Figura 3-4. Microturbina Capstone C30 y caldera de recuperación de calor para ACS.

La microturbina de gas está diseñada para ser instalada en el interior de un edificio o como mínimo en un espacio cubierto y sus componentes se han diseñado para operar a temperaturas exteriores de entre  $-20^{\circ}\text{C}$  hasta  $50^{\circ}\text{C}$ .

Este trabajo se ha basado en los datos recogidos en estudios previos incluidos en “Proyecto de demostración de la operación de una microturbina de gas Capstone de 28 kW. Septiembre 2001” [101] y en “Estudio de una micro Turbina de Gas con propano para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Septiembre 2003” [102], realizados por el grupo de investigación CREVER de la URV.

### 3.2.1.1. Funcionamiento de la microturbina de gas de 28 kW

La microturbina de gas utilizada de 28 kW opera según el ciclo Brayton. Es un ciclo termodinámico de turbina de gas abierto con regenerador de calor para precalentar el aire comprimido antes de entrar a la cámara de combustión mediante los gases de escape procedentes de la turbina para aumentar la eficiencia del equipo.

A continuación se describe el funcionamiento de la micro turbina de gas utilizada en este estudio (véase figuras 3-5 y 3-6). Inicialmente el aire necesario para la combustión es filtrado y usado para la refrigeración del generador eléctrico antes de entrar en el compresor (1), donde es presurizado y forzado a pasar por el lado frío del recuperador (2). En el recuperador, los gases de escape de la microturbina se emplean para precalentar el aire antes de entrar en la cámara de combustión y de esta forma reducir el consumo de combustible necesario. En la cámara de combustión (3), el aire calentado se mezcla con el combustible (gas natural) (4) y se produce la combustión. Los gases de escape a alta temperatura se expanden (5) a través de la turbina que acciona el compresor y el generador eléctrico. Posteriormente los gases de escape entran en el recuperador (6) y finalmente salen a una temperatura de aproximadamente 275°C [36] (7).

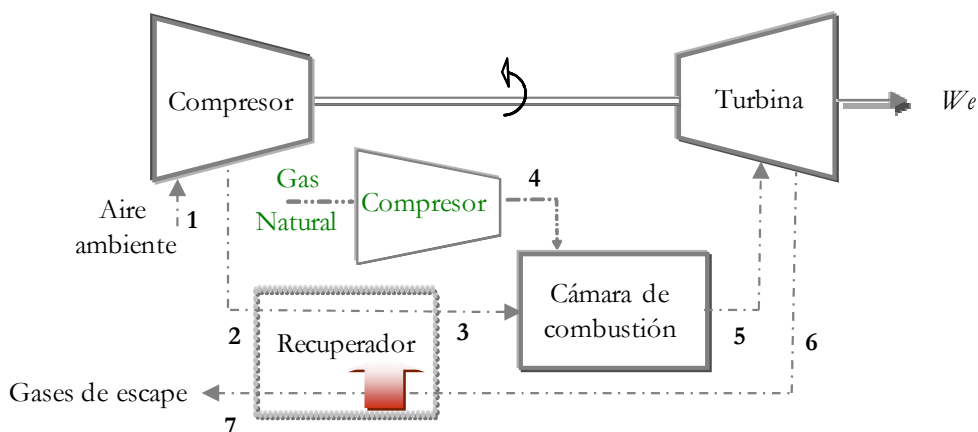


Figura 3-5. Diagrama esquemático del ciclo de la microturbina de gas Capstone C30 con recuperador.

La microturbina requiere de un considerable exceso de aire en la combustión, por lo que los gases de escape son muy ricos en oxígeno y por lo tanto, se puede usar como aire de combustión en aplicaciones posteriores. Las temperaturas de los gases de escape llegan a 275 – 285°C, ofreciendo un gran potencial para aplicaciones de cogeneración con agua caliente para calefacción y ACS en edificios, para el accionamiento de sistemas de refrigeración por absorción produciendo agua fría u otras aplicaciones (como las desaladoras).

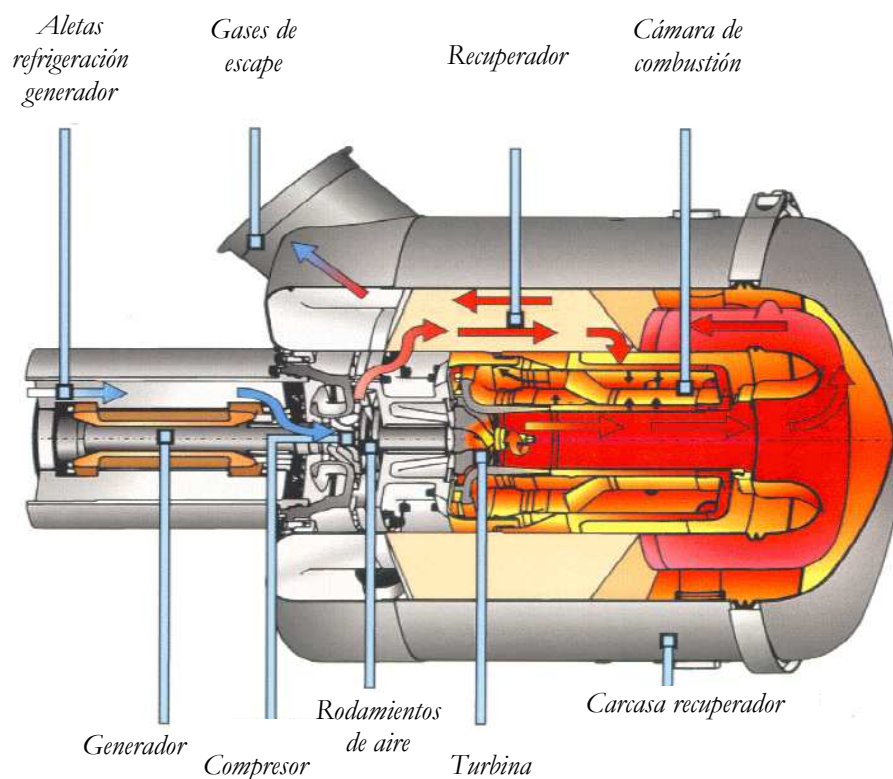


Figura 3-6. Diagrama de funcionamiento de la Micro Turbina de gas [Fuente Capstone].

### 3.2.1.2. Componentes de la microturbina de gas

Los componentes principales de la microturbina de gas son: el sistema de admisión de aire de entrada; el compresor del aire de entrada; el sistema de alimentación de gas natural; la cámara de combustión; la turbina; el generador de imanes permanentes; el recuperador; el control DPC y el sistema de refrigeración interior (figuras 3-7, 3-8 y 3-9).

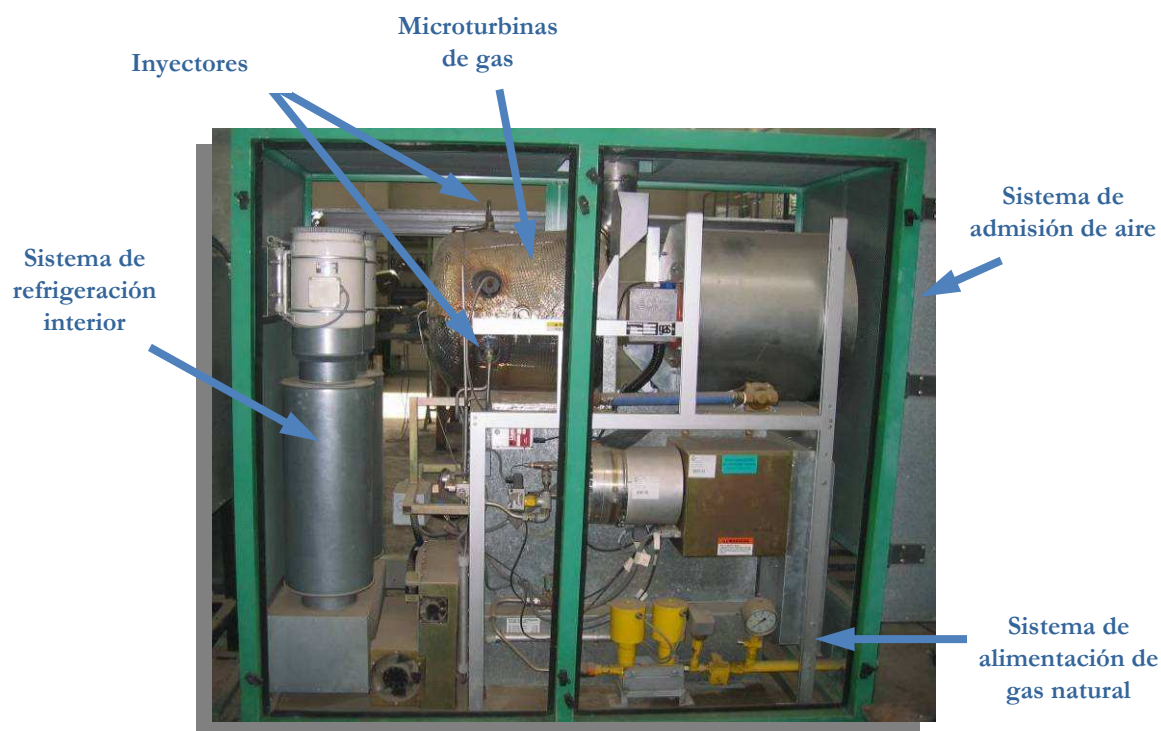


Figura 3-7. Interior de la microturbina de gas Capstone C30, lateral derecho.

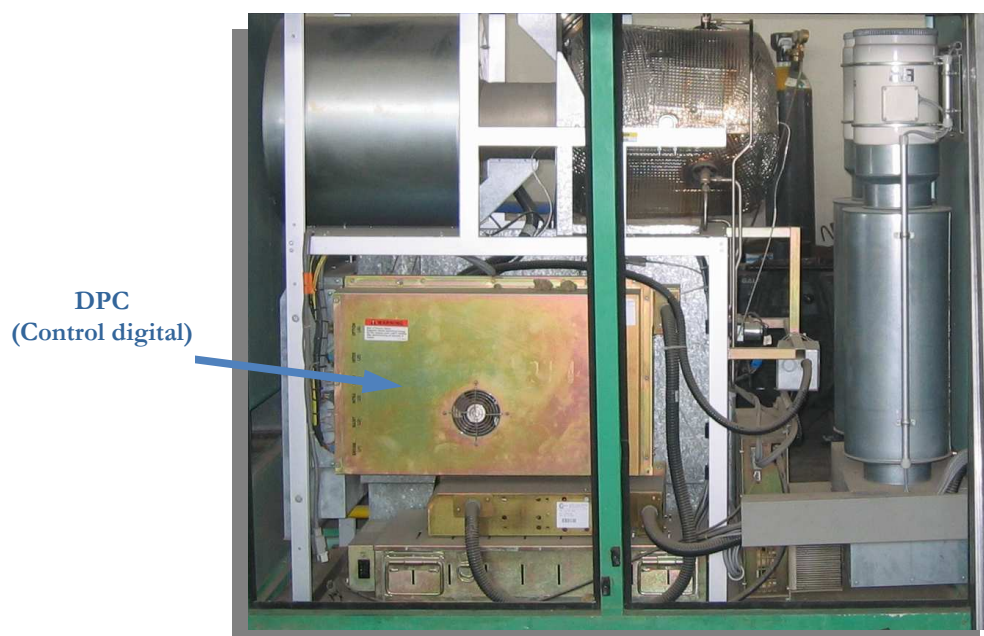


Figura 3-8. Interior de la microturbina de gas Capstone C30, lateral izquierdo.

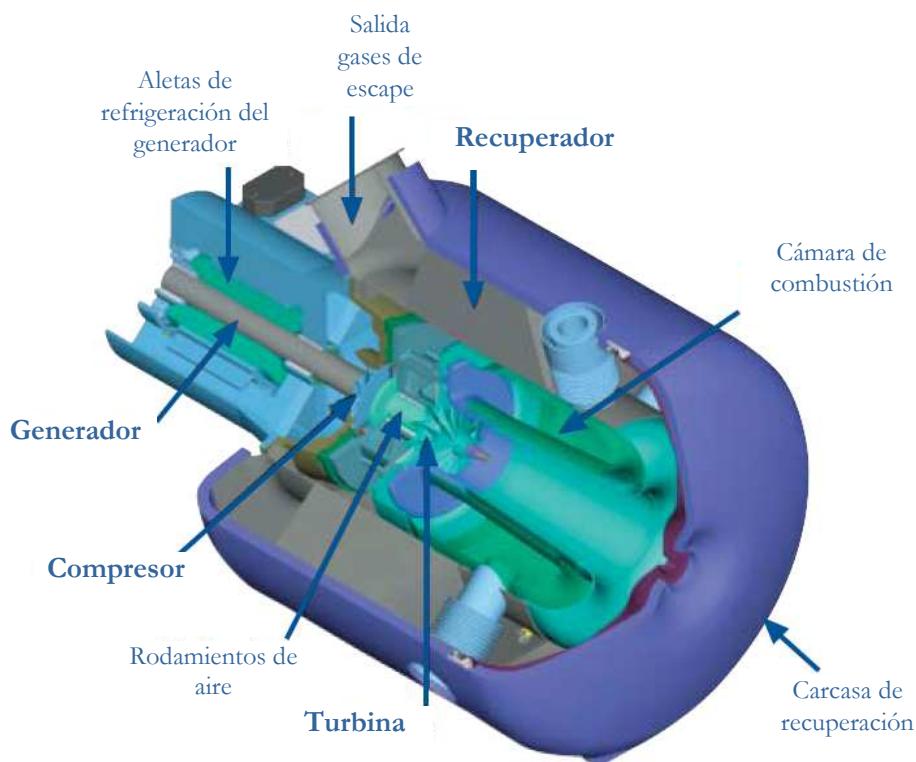


Figura 3-9. Esquema interno de la Micro Turbina de gas Capstone C30.

En la figura 3-9, se observa como los componentes con movimiento rotacional están montados en un solo eje, sujetado por rodamientos de aire (patente de Capstone) Esta es la única parte en movimiento de la microturbina que llegan a velocidades de 96.000 rpm. El diseño de la microturbina permite que el sistema no use ni aceites, ni lubricantes ni otros materiales peligrosos a la vez que no requiere de bombas, ni engranajes ni otros subsistemas mecánicos.

#### **Sistema de admisión del aire**

El aire exterior entra a la microturbina a través de una caja galvanizada situada en la parte frontal sin la necesidad de instalar ningún dispositivo adicional.

El aire es imprescindible para el turbo generador y para la refrigeración del sistema de control digital. Este aire debe ser lo más frío posible para maximizar la potencia eléctrica de salida y su eficiencia.

### **Compresor de aire de entrada**

El compresor es el responsable de comprimir el aire de entrada antes de llegar a la cámara de combustión.

La microturbina de gas Capstone C30 de altas revoluciones lleva integrado un compresor radial centrífugo de una sola etapa en lugar del típico compresor axial de las turbinas de gas industriales de mayor tamaño debido a su sencillez de diseño, robustez y a que requieren una menor relación de compresión.

Como seguridad dispone de una válvula de seguridad para expandir directamente el aire al exterior en caso de parada de emergencia.

### **Sistema de alimentación de gas**

El combustible más habitual en microturbinas de gas es el gas natural aunque se pueden utilizar otros combustibles tanto gaseosos como líquidos [103].

La microturbina va a operar con gas natural limpio y seco. Para el correcto funcionamiento de la microturbina el poder calorífico superior del gas natural debe estar comprendido entre 10 kWh/Nm<sup>3</sup> y 12.3 kWh/Nm<sup>3</sup>.

El sistema de alimentación de gas suministrado con la microturbina incluye (figura 3-10): válvula de bola de 1"; válvula con manómetro; filtro de protección; sensor de mínima presión para alarma e interrupción de caudal de gas en su caso; dos válvulas de solenoide accionadas por la alarma de presión; transmisor de presión Ametek MPTG de 0-50 psig; válvula solenoide Asco Red Hat-II; compresor de gas; sonda de temperatura del combustible a la salida del compresor y sensor (Fema DWR de Regelgeräte Honeywell AG) de máxima presión a la salida del compresor de gas.

El compresor de gas natural debe suministrar gas natural a la presión requerida en la cámara de combustión. La presión recomendada a la entrada de la microturbina es de 700 mbar, siendo la máxima de 2400 mbar. Es por ello que la alimentación de gas lleva ya incorporado por el fabricante un compresor eléctrico de gas de velocidad variable que comprime el gas hasta los 3.8 bar de la cámara de combustión. El caudal de combustible se regula mediante el control de velocidad del compresor.

El compresor de gas natural se alimenta con la propia electricidad producida por la

microturbina, por lo que es importante mantener una alta eficiencia para reducir su impacto en el rendimiento eléctrico de la microturbina.

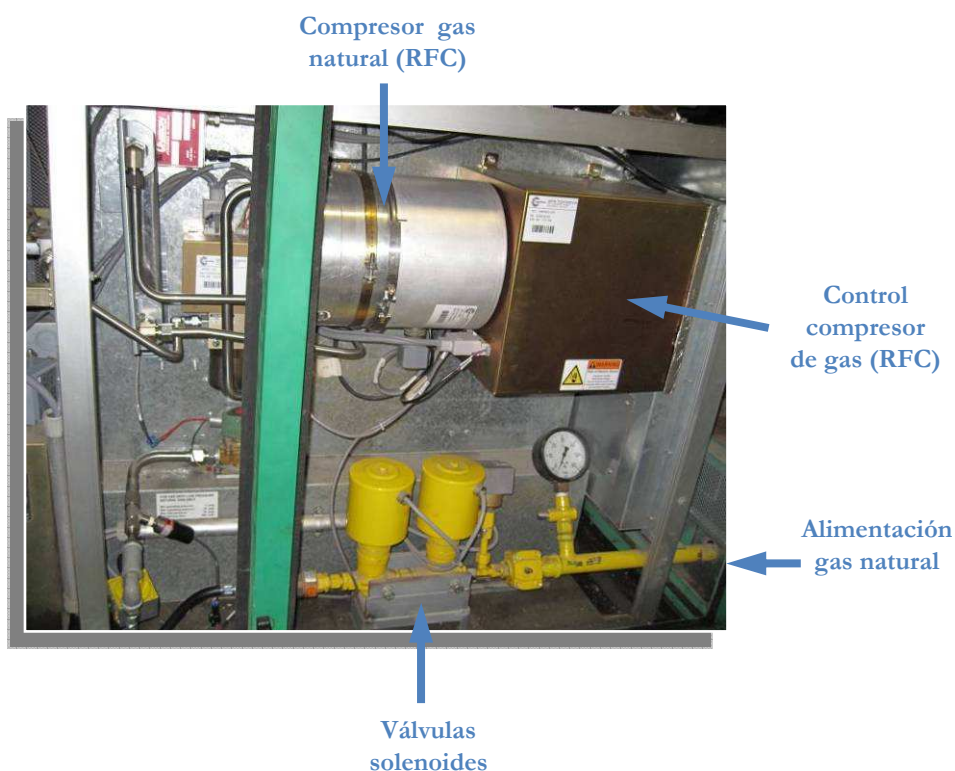


Figura 3-10. Esquema interno del sistema de alimentación de gas de la Micro Turbina de gas Capstone C30.

### Cámara de combustión

La cámara de combustión es de tipo anular de flujo inverso y sistema de pre mezcla. Dispone de tres inyectores de gas natural (figura 3-7).

Para la ignición se utiliza un sistema de ignición de Unison Industries (Jacksonville, Florida, USA) al igual que en la microturbina TA45 de Elliot Energy Systems.

La temperatura de salida de los gases de combustión está comprendida entre 800 y 900°C.

### Turbina

En esta microturbina se emplea una turbina radial de una etapa. Las turbinas radiales se emplean principalmente en el sector del transporte para la sobrealimentación de motores diesel, también en la industria en los expansores de las plantas de licuación de gases y en

otros sistemas criogénicos. También se usan en pequeñas turbinas de gas y para la propulsión de helicópteros [104].

Las principales ventajas de las turbinas radiales frente a las axiales son las siguientes: velocidad de rotación más elevada y un coste inferior. Sin embargo, las turbinas radiales tienen la desventaja de un rendimiento inferior por lo que las axiales son el tipo de turbinas más utilizadas para las turbinas de gas de mayor potencia.

### **Generador**

La microturbina produce energía eléctrica a través de un generador de alta velocidad (96.000rpm) girando el eje turbo-compresor. El diseño del generador de alta velocidad de un eje emplea un alternador de imán permanente, y requiere que la alta frecuencia de AC a la salida (sobre 1600 Hz en un equipo de 28 kW) se convierta a 50 o 60 Hz para uso general. Estas condiciones de potencia implican el tener que rectificar, por los equipos electrónicos del módulo (DPC, Direct Power Control), la AC de alta frecuencia a DC, y luego invertir la DC a AC, dejándola situada en valores estabilizados entre 400-480 V, 50 Hz y con una corriente máxima de 43 A. La conversión implica pérdidas de eficiencia (aproximadamente del cinco por ciento) [105]. El DPC hace innecesaria la utilización de ningún equipo de sincronización para la conexión a red.

Por la alta velocidad de giro del generador se requiere un diámetro del rotor reducido y una longitud del mismo elevada en consideración con el diámetro, con el fin de poder soportar las fuertes fuerzas centrífugas que se generaran a tan altas velocidades. Las dimensiones aproximadas del generador son las siguientes: diámetro exterior del estator: 180 mm; diámetro interno del estator: 90 mm y diámetro del rotor: 30 mm.

Además el empleo de imanes permanentes evita el tener que realizar una conexión eléctrica para crear un electroimán, cosa que no sería fácil debido a las altas velocidades de giro. Así mismo, para las dimensiones de una microturbina el empleo de imanes permanentes es más barato que la instalación de un electroimán. Para dimensiones mayores los costes se invierten y resultan más económicos los electroimanes.

La refrigeración del turbo alternador se hace a través del aire de entrada a la turbina antes de su entrada al compresor. Ya que de otra forma las altas temperaturas degradarían las prestaciones de los imanes permanentes.

### Recuperador

Gracias al recuperador que incluye Capstone en sus microturbinas se alcanza un incremento de la eficiencia global de alrededor de un 50% respecto a los diseños sin recuperador. El recuperador es un equipo que permite calentar el aire de entrada a la cámara de combustión aprovechando calor de la corriente de los gases de escape de la turbina. Una microturbina de ciclo simple tiene un rendimiento eléctrico de solamente un 14% mientras que con el recuperador de calor se consigue un rendimiento eléctrico del 25%. Con el recuperador la temperatura de los gases de escape se reduce a 250 – 280°C, que aún resulta muy útil para muchas aplicaciones que no precisen de la generación de vapor a alta presión.

El recuperador es un intercambiador de calor anular, es decir, rodea completamente a la microturbina y permite un contacto en contracorriente entre la corriente de gas y de aire. Los gases de escape atraviesan las finas láminas de las celdas del material en un flujo laminar y uniforme que minimiza las pérdidas y maximiza la eficiencia asegurando la máxima utilización de la superficie. El hecho de tener un diseño anular aumenta la vida útil del recuperador y mejora su fiabilidad y eficiencia a largo plazo gracias a la libertad de las células de acomodarse al cambio de temperatura sin sufrir puntos de estrés.



Láminas de las celdas



Configuración anular

Figura 3-11. Recuperador de las microturbinas Capstone (fuente: Capstone)

El recuperador de la microturbina fue inicialmente diseñado y fabricado por Solar Turbines hasta que Capstone logró, en junio del 2001, la licencia para su fabricación con el objeto de reducir costes y plazos de entrega.

### **Control eléctrico**

La microturbina de gas tiene un generador compacto de alta velocidad (hasta 96000 rpm), sincronizado de tres fases y un rotor de 2 polos de imanes permanentes directamente acoplados al turbo generador de gas.

La energía eléctrica obtenida a la salida del generador es trifásico, con un voltaje entre 0 – 480V y una frecuencia entre 0 y 1600 Hz, dependiendo de la velocidad de rotación del generador en cada momento.

A continuación, la electricidad obtenida a la salida del generador se rectifica mediante el control eléctrico (DPC, Direct Power Control), saliendo a los valores establecidos de 400-480V, 50 Hz y con una corriente máxima de 43A. A la salida del control electrónico se puede elegir entre un sistema de 3 fases o un sistema de 3 fases y neutro.

La una unidad de control (DPC, Digital Power Control) cumple las siguientes funciones: regular el funcionamiento del turbogenerador; controlar el sistema de alimentación de gas natural; conversión de energía alterna a continua y nuevamente a corriente continua de suficiente calidad como para ser utilizada por la red eléctrica local; regulación del voltaje y frecuencia de salida y transmisión de señales.

El sistema del control eléctrico transforma a 50 Hz la frecuencia de salida, eliminando la necesidad de incorporar sistemas de control y módulos de comunicación de la turbina.

El sistema de rectificación electrónico cambia los valores de energía en dos pasos: en el primer paso, se convierte el voltaje de AC a DC, para poder alimentar el equipo de control del módulo de cogeneración y en el segundo paso, se convierte de DC a AC con las características necesarias para poderse sincronizar a la red.

La modelización eléctrica y simulación de la microturbina de gas Capstone C30 realizada por el Departamento de Ingeniería eléctrica de la Universidad del País Vasco UPV/EHU [] muestran el comportamiento de la microturbina durante períodos transitorios debidos principalmente a cambios en la demanda de potencia eléctrica. Aunque existen otros períodos transitorios más rápidos que pueden ser debidos a errores en la red cercana a la localización de la microturbina de gas o por cortes de voltaje por fallos en la red de medio voltaje [106].

El DC bus es una de las partes más débiles del sistema del control durante los estados transitorios en los que el DC bus está sujeto a sobre voltaje debido a un exceso de energía

que no puede ser evacuada a la red [106].

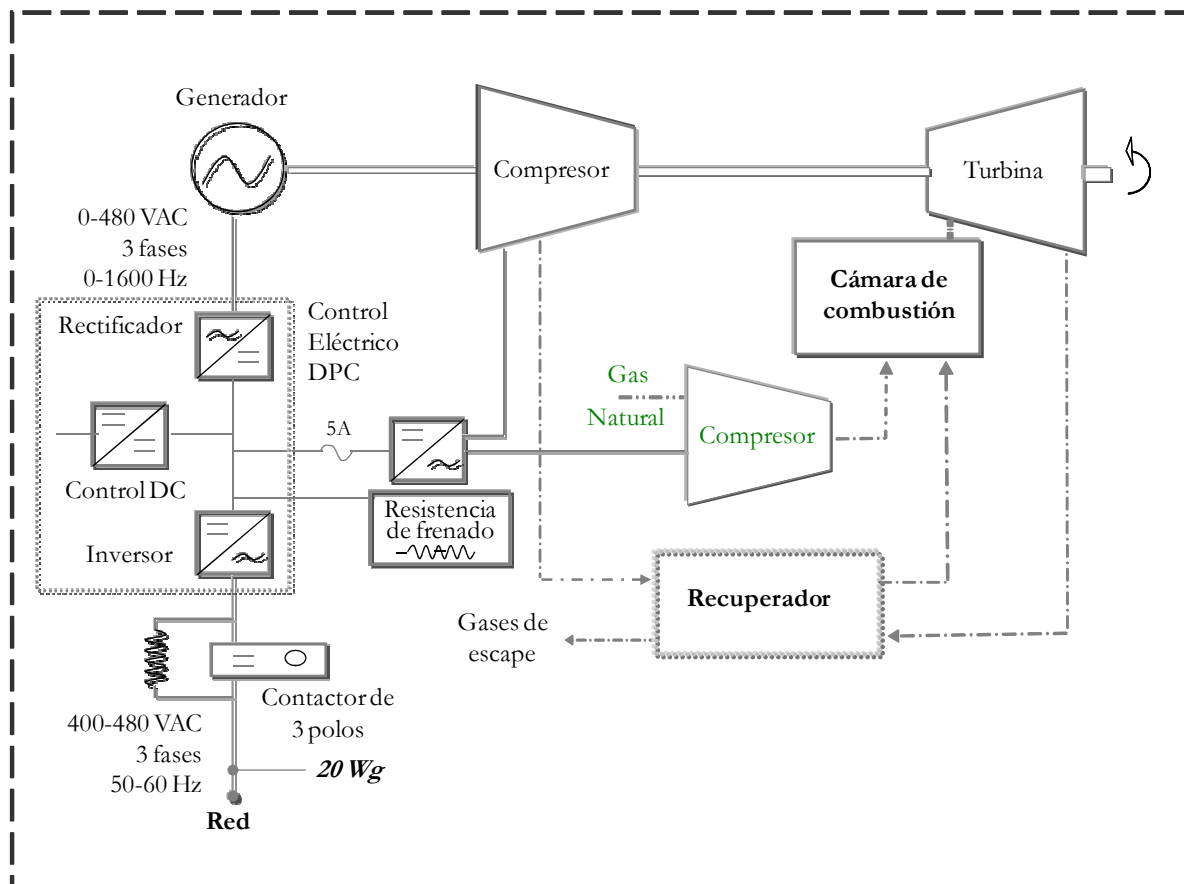


Figura 3-12. Esquema de la microturbina con el control eléctrico DPC.

### Sistema de ventilación y extracción del aire de refrigeración

Para la extracción forzada al exterior del aire de entrada usado para refrigeración existen dos ventiladores Soler&Palau TD-800/200 con una potencia máxima de 140 W y un caudal de aire de 880m<sup>3</sup>/h cada uno.

#### 3.2.1.3. Mantenimiento de la microturbina de gas de 28 kW

El programa de mantenimiento sugerido por G.A.S. Energietechnik para la microturbina operando en condiciones normales de utilización es el que se describe en la tabla 3-1. En condiciones de operación más extremas se debería acortar los intervalos de mantenimiento [101].

Tabla 3-1. Procedimiento para el mantenimiento de la microturbina Capstone C30

Elemento	Proceso	Intervalo de mantenimiento
Filtro de aire de la turbina	Reemplazar	8000 h
Filtro de aire de la electrónica	Limpiar	8000 h
Filtro interno de combustible	Inspeccionar	8000 h
Filtro externo de combustible	Reemplazar	8000 h
Termoelementos de salida de gas de la turbina	Reemplazar	16000 h
Sistema de ignición	Reemplazar	16000 h
Inyección de combustible	Reemplazar	16000 h
Compresor de gas	Inspeccionar	8000 h (<10°C)
		7000 h (10°C a 15.5°C)
		4000 h (15.5°C a 26.7°C)
		2000 h (> 26.7°C)

El usuario puede realizar el mantenimiento del filtro de combustible exterior y del filtro de entrada de aire a la microturbina, el resto debe realizarse por proveedores autorizados de Capstone.

En instalaciones nuevas, el filtro de combustible debe revisarse periódicamente hasta que ya no se detecte suciedad abundante atrapada en el filtro. Así mismo en instalaciones a la intemperie es conveniente revisar el filtro de aire de manera frecuente, una vez por semana o después de 150 horas de operación o menos.

### 3.2.2. Enfriadora por absorción amoníaco-agua condensada por aire de 17 kW

La enfriadora por absorción Robur ACF 60-00 TK accionada térmicamente mediante aceite térmico a alta temperatura es una adaptación de una enfriadora ya comercializada accionada directamente con gas natural de la compañía Robur, serie ACF 60-00, para ser alimentada con aceite térmico o agua presurizada y de esta forma, poder integrarse en sistemas de cogeneración (microturbinas, motores de combustión, calderas de aceite térmico y sistemas de energías renovables como es el caso la tecnología solar a altas temperaturas) para climatización especialmente diseñado para funcionar las 24 horas del día sin interrupción [107].

El diseño de estos equipos implicó la sustitución del quemador de gas original por un intercambiador especialmente diseñado y patentado para permitir activar el equipo con

aceite térmico o agua presurizada a altas temperaturas.

La unidad seleccionada es la activada con aceite térmico por dos motivos, por un lado, evitar trabajar con un circuito presurizado y de esta forma simplificar el diseño y homologaciones de la instalación, y por otro lado por disponer de la colaboración de Repsol YPF en el proyecto europeo Hegel, y poder analizar diferentes tipos de aceite térmico que se adecuasen a las características del sistema.

La capacidad de refrigeración se modula con la variación de la temperatura del aceite térmico, que se encuentra en un circuito cerrado y presurizado a baja presión.

El evaporador enfría agua glicolada al 40% para prevenir la formación de hielo que podría causar daños si el volumen de agua es demasiado elevado. El anticongelante usado es glicol monoetileno. Para el dimensionado del circuito de aceite térmico y para la selección de la bomba de circulación del aceite térmico se ha tenido en cuenta la tabla 3-2.

Tabla 3-2. Influencia del porcentaje de glicol monoetileno en el funcionamiento de la unidad ACF.

% glicol monoetileno	10	15	20	25	30	35	40
Temperatura de congelación del agua	-3°C	-5°C	-8°C	-12°C	-15°C	-20°C	-25°C
Incremento de la caída de presión	-	6%	8%	10%	12%	14%	16%
Pérdida de productividad	-	0,5%	1%	2%	2,5%	3%	4%

Fuente: Robur

La unidad ACF 60-00 TK tiene las dimensiones siguientes: 1230 x 850 mm y 1290 de altura y dispone de un panel de servicio hidráulico en el que se visualiza en continuo la temperatura del agua fría suministrada, la temperatura del agua de retorno a la unidad y el diferencial entre ambas temperaturas. La entrada y salida del agua fría están en un lateral de la unidad y las del aceite en el otro lado (Anexo C.2).

### **Funcionamiento de las enfriadoras por absorción Robur**

La tecnología usada por Robur se basa en el uso del par de trabajo amoníaco-agua.

En el generador la solución de agua y amoníaco se calienta mediante el uso de un quemador de gas natural o un sistema alternativo (energía solar o residual) con una presión de entre 14 y 24 bar hasta una temperatura de 180°C. En este punto, el amoníaco se evapora de la solución rica y se dirige al rectificador donde se acaba de separar del agua residual por condensación. El vapor refrigerante (amoníaco) sale del rectificador a unos

75°C y 19 bar y se dirige al condensador, donde se enfría mediante el contacto con el flujo de aire exterior y condensa, pasando a estado líquido a una temperatura de 43°C.

El líquido obtenido pasa por una válvula de expansión, bajando la presión a 4 bar y desplazándose al evaporador.

En el evaporador el refrigerante se evapora a 2°C (por la diferencia de presión) y enfría el circuito de agua externo absorbiendo su calor (temperatura de entrada 12,5°C y salida 7°C).

El amoníaco es posteriormente enviado al pre-absorbedor donde se junta con la solución pobre en amoníaco resultante de la evaporación en el generador. La temperatura de entrada es de unos 32°C. En el pre-absorbedor la solución rica en amoníaco está a unos 105°C. El vapor de amoníaco es absorbido por el agua y calentado a 85°C. Después de cruzar el absorbedor, la solución es bombeada al generador a 44°C pasando por el rectificador. Y el ciclo se vuelve a iniciar.

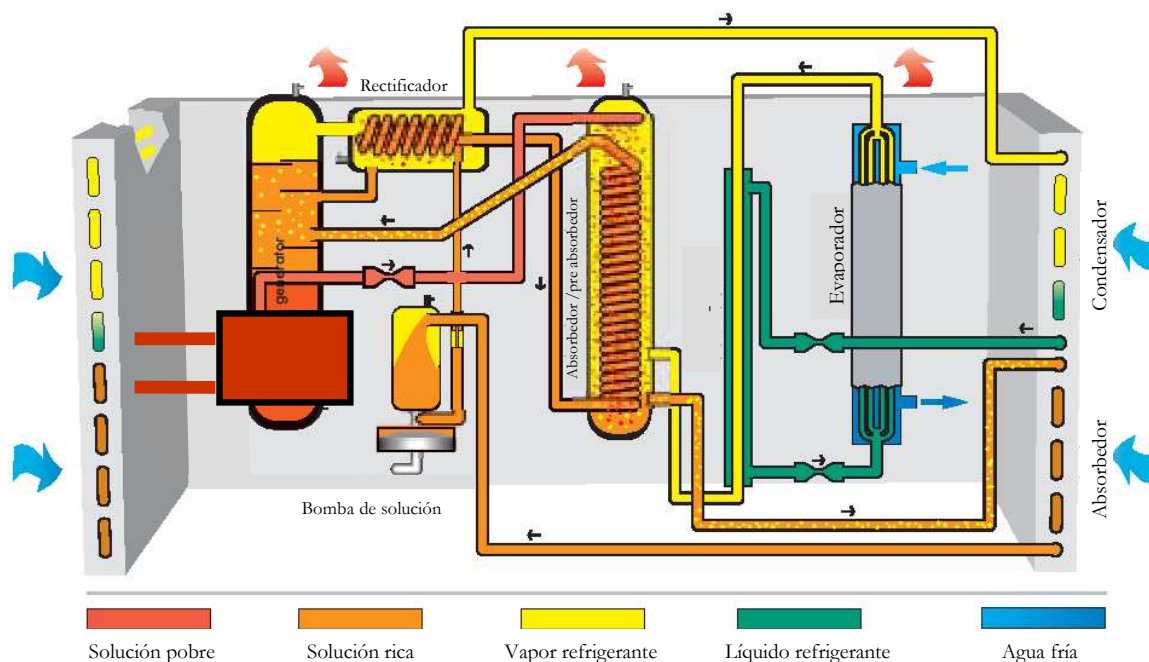


Figura 3-13. Ciclo termodinámico en modo de refrigeración de una unidad de refrigeración por absorción Robur de amoníaco-agua activada térmicamente.

### 3.2.3. Caldera de recuperación de calor para ACS

La caldera de recuperación de calor (véase figura 3-14) se adquirió como parte integrante del mismo paquete que la microturbina y fue construida por las empresas GAS y Nowum-Energía.

Se trata de un intercambiador de calor con una potencia térmica de diseño de 54 kW. Está diseñado para producir agua caliente a 80°C a partir de los gases de escape de la microturbina a una temperatura de 271°C. Las dimensiones de este intercambiador son de 550 x 450 mm y 230 mm de alto con un peso de 300 kg, ubicado sobre una estructura metálica.



Figura 3-14. Caldera de recuperación de calor para ACS integrada en el paquete original de la microturbina.

### 3.3. Selección del aceite térmico utilizado por la enfriadora por absorción seleccionada

El aceite térmico es un elemento importante a tener en cuenta con el objetivo de alcanzar los máximos rendimientos del sistema, aprovechando al máximo el calor de los gases de escape para la producción de frío mediante la enfriadora por absorción de amoníaco-agua.

Las principales premisas a cumplir por el aceite térmico son: poder operar a temperaturas hasta los 300°C; tener una viscosidad baja para facilitar la circulación del aceite y tener un calor específico (cp) elevado para aumentar la potencia a recuperar en el intercambiador.

Para la selección del aceite térmico se realizó una comparativa entre diferentes aceites térmicos comerciales: el therminol 66, el Jarytherm DBT, el Shell Thermal Fluid S y el Repsol Multigrado Térmico. En la tabla 3-3 se muestran las características técnicas en cuanto viscosidades, cp, rangos de operación y temperatura de destilación.

Tabla 3-3. Propiedades de diferentes aceites térmicos.

		Therminol 66	Jarytherm DBT	Shell Thermal Fluid S	Repsol Multigrado Térmico
Viscosidad Cinemática [mm <sup>2</sup> /s (cst)]	15°C	29,6	n.d.	17,5	37
	20°C	3,77	3	3,2	5,8
	100°C	0,51	0,44	n.d.	0,711
Cp [kJ/kgK]	40°C	1,562	1,6	n.d.	1,8
	100°C	1,837	1,81	2,17	2,2
	300°C	2,569	2,51	2,9	3,2
Temperatura de trabajo		0 a 345°C	0 a 350°C	-40 a 330°C	0 a 300°C
Temperatura destilación		359°C	373°C	335°C	351°C

También se realizaron estudios de la corrosión y del punto de destilación de los aceites térmicos por el centro tecnológico Tekniker [108]. En ellos se concluye que a nivel de

corrosión y del punto de destilación todos los aceites térmicos analizados son aptos para la operación en las condiciones establecidas en esta tesis, obteniendo los mejores resultados con los aceites Repsol Multigrado Térmico y Shell Thermal Fluid S.

En función de los resultados obtenidos, se seleccionó el aceite Repsol Multigrado Térmico, pues a pesar de tener la viscosidad más alta es el que tiene el cp más alto, maximizando de esta forma la potencia de recuperación de calor del intercambiador de aceite. No obstante, se deberá tener en cuenta la viscosidad para la selección de la bomba de impulsión del aceite.

Como responsable del aceite térmico de la instalación y colaborador del proyecto Europeo HEGEL, Repsol YPF realizó el análisis de la viabilidad del aceite Repsol Multigrado Térmico para el sistema de trigeneración propuesto. Éste es un aceite formulado con bases minerales muy refinadas, con aditivación específica que le confiere una extraordinaria resistencia a la oxidación y está específicamente recomendado para sistemas de transmisión de calor en circuitos cerrados y con circulación forzada en las que las temperaturas máximas de trabajo estén en torno a 300°C.

Las propiedades térmicas del aceite Repsol Multigrado Térmico para diferentes temperaturas se exponen a continuación:

- 1) Viscosidad cinemática a diferentes temperaturas:

Tabla 3-4. Propiedades físicas, químicas y térmicas del aceite Repsol Multigrado Térmico.

T (°C)	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	210
Visc (cSt)	99,16	35,87	16,71	9,262	5,800	3,967	2,898	2,225	1,775	1,459	1,335
T (°C)	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320
Visc (cSt)	1,227	1,133	1,050	0,977	0,912	0,853	0,801	0,754	0,711	0,672	0,636

- 2) Calor específico

$$Cp = \frac{1}{\sqrt{\gamma}}(0,403 + 0,00081 \cdot t) \quad [\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}] \quad (45)$$

donde,  $\gamma$  = densidad [g/cm<sup>3</sup>]  
 $t$  = temperatura [°C]

3) Densidad

Tabla 3-5. Densidad del aceite térmico Repsol Multigrado Térmico.

Temperatura [°C]	15	50	100	150	200	250	300
Densidad [kg/dm <sup>3</sup> ]	0,877	0,857	0,828	0,798	0,767	0,734	0,700

A partir de los datos de la tabla 3-5, se ha correlacionado la densidad y la temperatura utilizando una regresión lineal (véase ecuación 46).

$$\gamma = 0,89 - 0,00062 * t \quad (46)$$

$$R^2 = 0,99$$

donde,

$t$ : es la temperatura del aceite térmico en °C

$R^2$ : es el coeficiente de correlación.

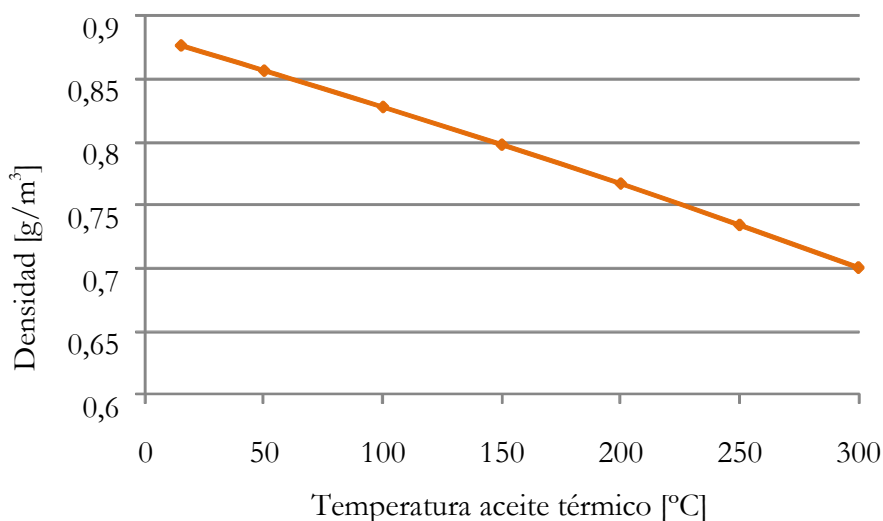


Figura 3-15. Densidad del aceite térmico para diferentes temperaturas.

A pesar que el aceite Repsol Multigrado Térmico está clasificado como producto no tóxico ni peligroso según la legislación vigente, se deben tener unas mínimas precauciones: ante el contacto prolongado con la piel se recomienda el uso de guantes, visores o gafas (para ver procedimiento de actuación en caso de incidente véase Anexo D.2.) y ante la posible contaminación física en caso de vertido (cursos de aguas, litorales costeros, suelos, etc.) por peligro de daños a la fauna y flora por contacto.

### 3.4. Diseño y prestaciones del intercambiador de calor de aceite térmico

El principal objetivo del intercambiador de calor es calentar el aceite térmico aprovechando el calor residual de los gases de escape procedentes de la microturbina para alimentar la enfriadora por absorción.

Para proceder al diseño del intercambiador de calor de gases de escape-aceite térmico fue necesario conocer los rangos de temperatura de entrada y salida y el caudal del aceite térmico y de los gases de escape. Para ello se utilizó el modelo realizado en el capítulo anterior y los datos de los fabricantes de la microturbina de gas y de la enfriadora por absorción (véase tabla 3-6), con el fin de evaluar la potencia térmica residual y la requerida en la enfriadora por absorción.

Tabla 3-6. Características técnicas del intercambiador de aceite

Fluido	Aceite	Gases de escape
Temperatura inicial	185 - 225 °C	275 – 290 °C
Temperatura final	190 - 240 °C	205 – 220 °C
Caudal	1900 - 3500 l/h	1044 - 1116 kg/h

A partir de estos datos se contrató a la empresa Pirobloc dedicada al diseño, fabricación, instalación y puesta en marcha de calderas y otras tecnologías relacionadas con aceite térmico para fabricar el intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico.

Las dimensiones del intercambiador fueron de 480 x 875 mm y 645 mm de altura, con un peso de 450 kg (para más información véase anexo C.3).



Figura 3-16. Imagen del intercambiador de aceite en el momento de la entrega en junio del 2008.

El intercambiador de aceite es un intercambiador compacto de flujo cruzado (perpendicular uno con otro), tal y como se muestra en la figura 3-17, donde se observan densas filas de tubos circulares con aletas circulares usados normalmente cuando al menos uno de los fluidos es gas [109]. Por el interior de los tubos circula el aceite térmico y perpendicularmente, los gases de escape de la combustión de la microturbina de gas fluyen por la parte exterior de abajo hacia arriba.

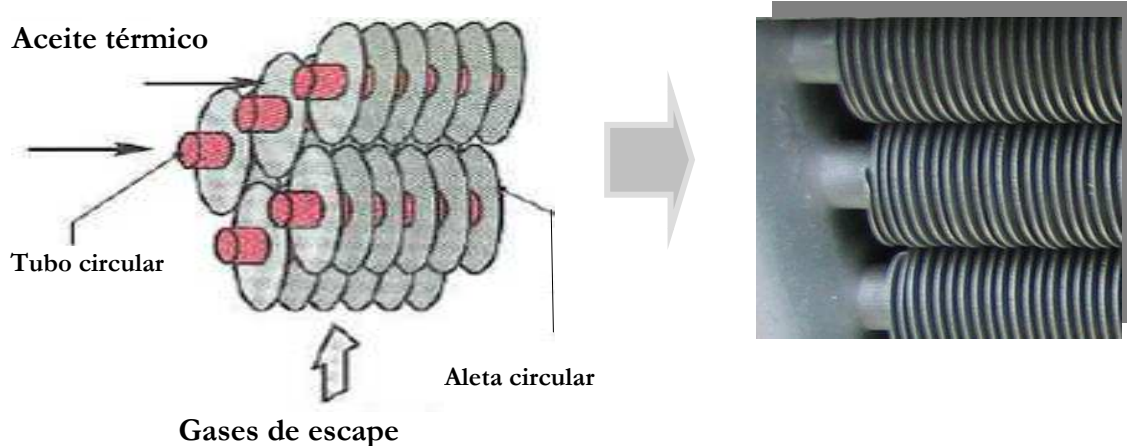


Figura 3-17. Tubos circulares con aletas circulares del intercambiador de calor gases de escape - aceite térmico.



Figura 3-18. Foto de la parte superior del intercambiador de calor de aceite térmico.

En la figura 3-19 se muestran las dimensiones del tubo circular del intercambiador de calor construido en acero al carbono para el flujo del aceite térmico, con un diámetro de 17,2 mm y una pared de 2,3 mm y las aletas también de acero al carbono, de 36 mm de diámetro, 0,6 mm de espesor y 3,5 mm de paso.

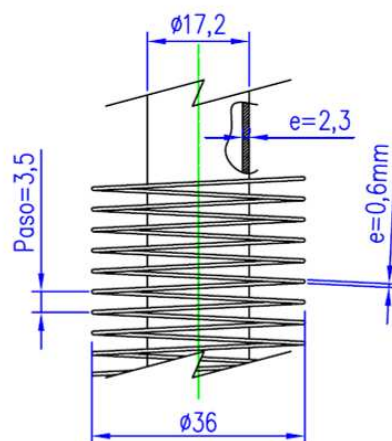


Figura 3-19. Dimensiones del tubo y aletas circulares del intercambiador de calor.

El diseño del recuperador de calor consiste en 3 baterías tal y como se muestra en la figura 3-20. Cada batería a su vez está integrada por cuatro filas de 10 tubos cada una. En la parte frontal y posterior de cada batería se encuentra un colector que consta de unas divisiones para la configuración de los pasos del aceite a través de los tubos (tres divisiones en la parte frontal y dos en la parte posterior. La entrada del aceite se realiza por la parte superior del intercambiador y sale por la parte inferior, llenándose la primera sección de la batería superior y distribuyéndose el aceite térmico a través de los 8 tubos del primer paso. En el segundo paso, el fluido se distribuye a través de los ocho tubos siguientes, a continuación circula por el tercero y cuarto paso que en este caso tienen 4 tubos cada uno y a continuación circula por el quinto y sexto paso que nuevamente tienen 8 tubos cada uno. Finalizado el circuito de la batería superior, el aceite térmico pasa a la batería intermedia y finalmente a la batería inferior donde nuevamente el aceite realiza los 6 pasos descritos anteriormente, dando un total de 18 pasos, 6 en cada batería (véase figuras 3-20 y 3-21).

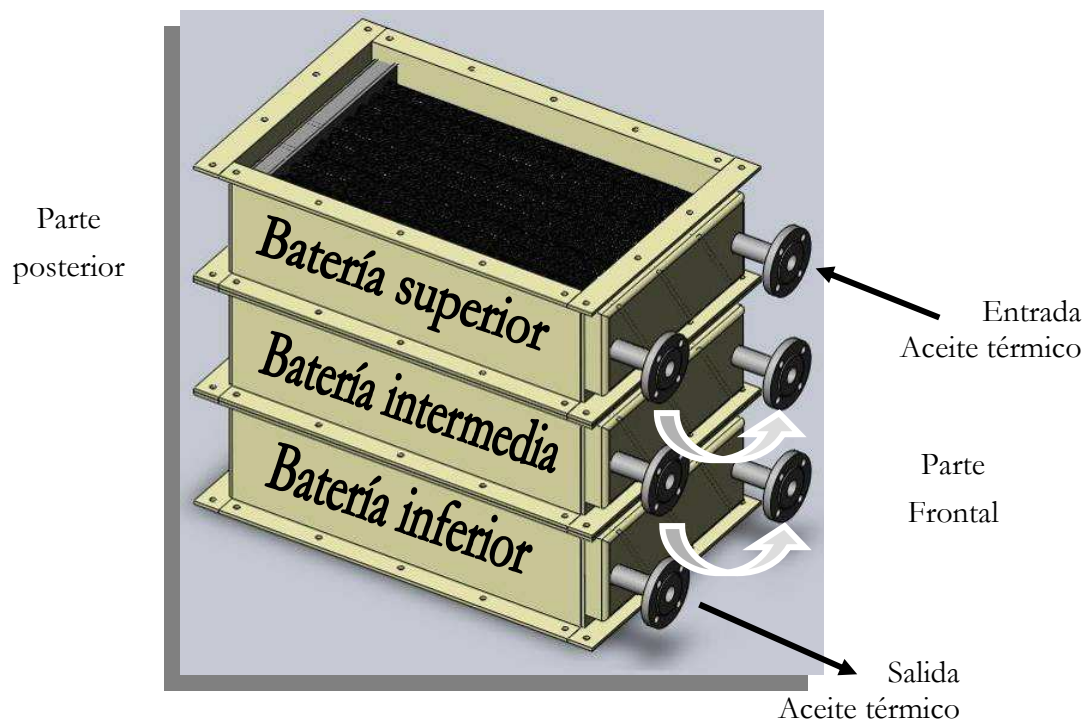


Figura 3-20. Diseño del intercambiador de calor de aceite en 3D.

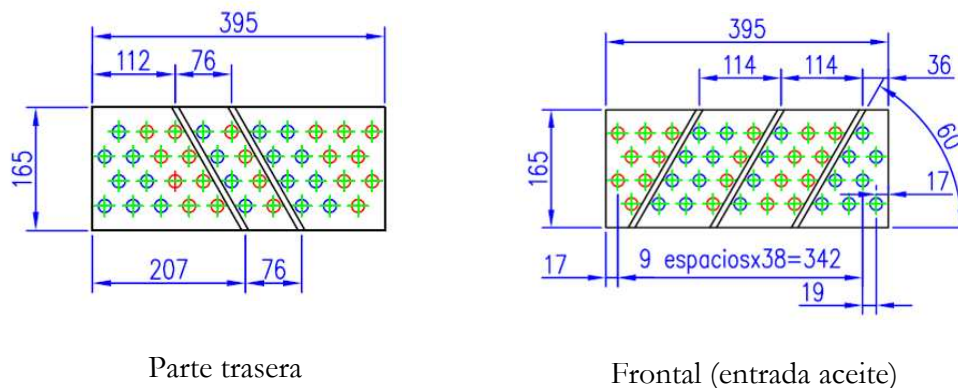


Figura 3-21. Dibujo de la entrada y salida del aceite térmico para cada batería del intercambiador de aceite.

Para la integración del intercambiador de calor de aceite en el sistema, en la entrada y salida del intercambiador se diseñaron campanas de  $53^\circ$  (véase figura 3-22) con el objetivo de aprovechar la máxima energía térmica de los gases de escape, distribuyéndolos de forma uniforme por todo el intercambiador evitando pasos preferenciales y reduciendo al máximo la pérdida de carga.



Figura 3-22. Vista exterior del intercambiador de calor de aceite ya montado en la estructura de sujeción.

A partir de los datos constructivos del fabricante, se procedió a realizar la simulación del intercambiador en aspen HTFS+ para el diseño del recuperador atendiendo a las especificaciones utilizadas en el balance de energía del capítulo 2 y seleccionando los parámetros de diseño adecuados para obtener como resultado final un recuperador de calor lo más compacto y capaz de proporcionar la potencia necesaria para el funcionamiento de la enfriadora, estudio realizado por Amaris C [110].

En la tabla 3-7 se resumen las características constructivas del intercambiador usadas en la simulación y en la tabla 3-8 se muestran las prestaciones térmicas resultantes de la simulación.

Tabla 3-7. Características mecánicas del intercambiador de calor de aceite

Unidad			
Baterías en paralelo	1	Inclinación tubo	Horizontal
Largo	0,707 m	Orientación del flujo	Flujo cruzado
Ancho	0,38 m	Dirección del flujo de los gases de escape	0
Alto	0,396 m		
Batería			
Tubos por batería	120	Número de tipos de tubo	1
Filas de tubos por batería	12	Distribución de los tubos	Filas a derecha
Tubos por fila por batería	10		
Pasos de tubo por batería	18	Pitch tubo transversal	38 mm
Longitud total de tubo	0,615 m	Pitch tubo longitudinal	33 mm
Longitud efectiva del tubo	0,598 m	Ángulo	29,9 grados
Espesor del tubo	12 mm	Total superficie efectiva	0,93
Ancho soporte tubo	6 mm		
Número de soportes tubo	-1		

Tabla 3-8. Prestaciones térmicas del intercambiador de calor de aceite

		Exterior		Interior tubo	
Caudal másico	[kg/s]	0,1869		0,5169	
Temperatura	[°C]	283,9	188,91	187,33	201,73
Presión operación	[bar]	1,0	1,0	1,6	1,4043
Coefficiente de transferencia	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	272,7		1445,9	
Velocidad (máxima)	[m/s]	2,74	2,28	0,55	1,19
Caída de presión (permitida/calculada)	[Pa/bar]	200	27	0,16	0,19571
<b>Intercambiador de calor</b>					
Potencia térmica	[kW]			18,2	
Coefficiente global de transferencia	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]			226,7	
$\Delta T_{mlg}$	[°C]			20,65	
Superficie efectiva (tubo)	[m <sup>2</sup> ]			3,9	
Superficie efectiva (total)	[m <sup>2</sup> ]			36,8	
Ratio área: actual/requerida				1	

Se calculó también la influencia del caudal másico del aceite térmico y de la temperatura de los gases de escape en la potencia térmica del intercambiador. Los resultados muestran que si se mantiene el caudal másico del aceite térmico dentro de un margen de 0,34 y 0,49 kg/s, la potencia térmica se mantendrá relativamente estable sobre los 18,2 kW, favoreciendo la estabilidad en la producción de frío. En cambio, al disminuir la temperatura de los gases de escape de 288,4°C a 210,4°C, disminuye la temperatura del aceite y la potencia térmica pasa de 18,5 kW a 8 kW.

### **3.5. Integración y montaje del sistema de microtrigeneración**

En la integración de los componentes mencionados en este capítulo, microturbina de gas, enfriadora por absorción, caldera de recuperación de calor e intercambiador de calor de aceite, se diseñaron los diferentes circuitos de ensamblaje y los diferentes componentes necesarios en cada uno.

En la figura 3-23, se muestra el esquema del sistema de trigeneración ensamblado y los diferentes circuitos: circuito de gases de escape, circuito de aceite térmico, circuito de agua frío y circuito de agua caliente.

A continuación se describen los diferentes circuitos y los componentes de cada uno de ellos.

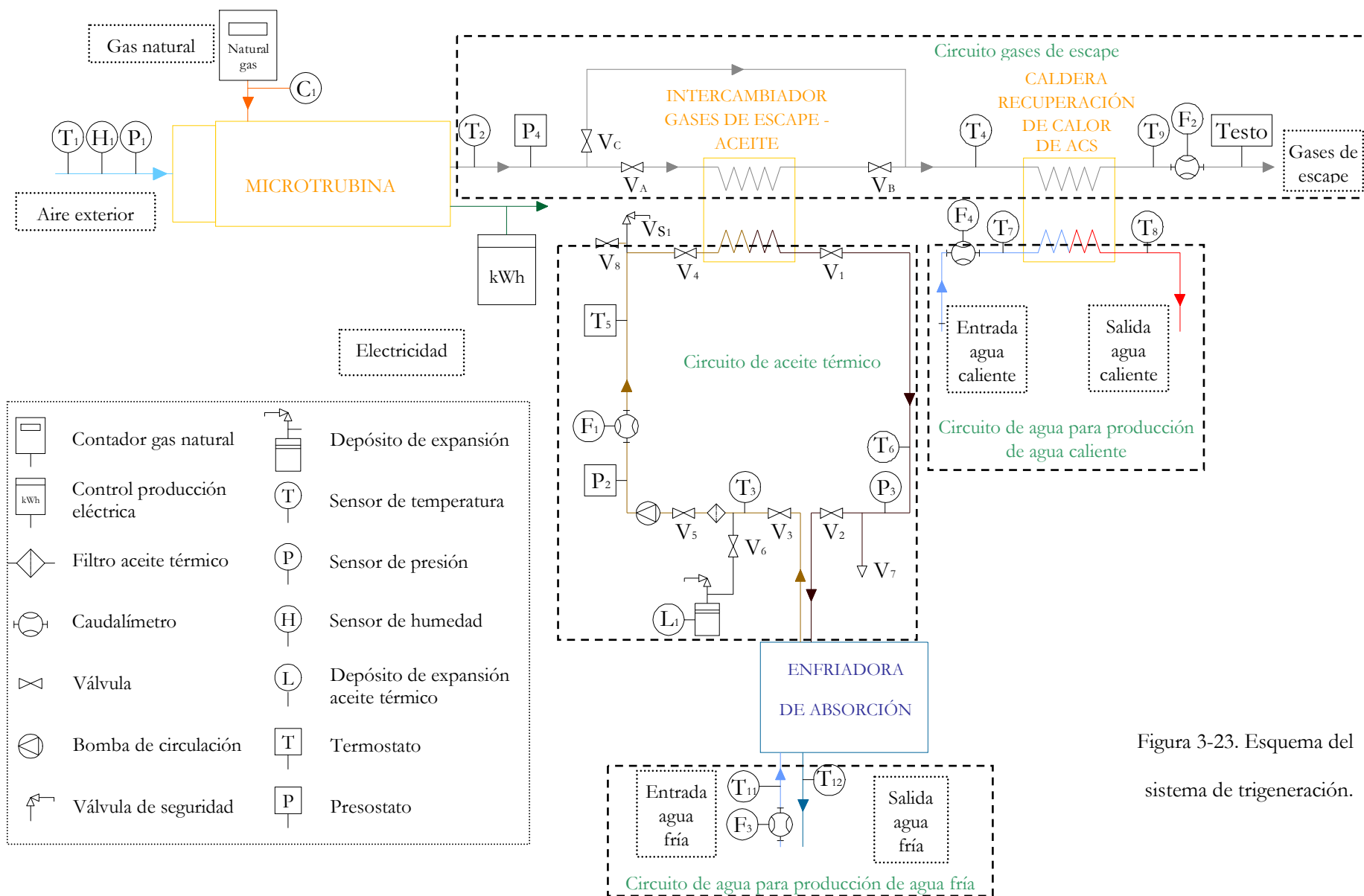


Figura 3-23. Esquema del sistema de trigeneración.



### 3.5.1. Circuito de gases de escape

El circuito de gases de escape se ha diseñado para permitir el flujo de los gases de escape de la salida del recuperador de calor de la microturbina al intercambiador de calor de aceite térmico. Posteriormente, los gases de escape a la salida del intercambiador de calor de aceite, al disponer de energía térmica suficiente para producir agua caliente, son dirigidos al recuperador de calor de ACS para finalmente ser evacuados al exterior.

El sistema de trigeneración se ha diseñado para poder operar en una segunda configuración, en cogeneración. En este caso, los gases de escape se desvían directamente de la microturbina a la caldera de recuperación de calor. Esta configuración puede adoptarse en el caso en que no se requiera agua fría o para realizar mantenimiento en el circuito de aceite.

La selección de la configuración en modo trigeneración o en modo cogeneración hace necesaria la incorporación de tres válvulas para permitir el paso de los gases de escape por el intercambiador de calor de aceite, en caso de producción de frío y calor en trigeneración o, cerrar el paso a este intercambiador, en caso de producir únicamente calor en cogeneración dirigiendo directamente los gases a la caldera de recuperación de calor de ACS (véase figuras 3-41 y 3-23). Estas válvulas son válvulas de bola DN-125 PN-16 RF GG-25 – AISI 304 + PTFE (figura 3-24). Las conducciones son de acero de 139,7 x 3,0 mm.

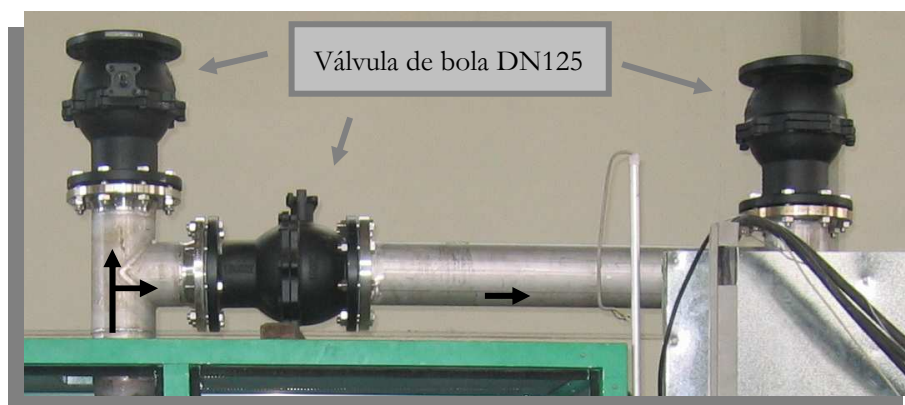


Figura 3-24. Instalación de las válvulas de bola en el sistema de trigeneración.

Todo el material utilizado en el circuito de gases de escape debe soportar temperaturas entre 300 y 350°C. Para evitar pérdidas de calor, todo el circuito se ha aislado térmicamente.

### 3.5.2. Circuito de aceite térmico

El circuito de aceite térmico conecta el intercambiador de calor de aceite térmico donde se calienta el aceite gracias al calor residual de los gases de escape y el intercambiador de calor del generador de la enfriadora por absorción en donde se suministra el calor a la enfriadora. Este circuito incorpora una bomba de circulación para impulsar el aceite térmico, un depósito de expansión para absorber el exceso de presión, un filtro para eliminar las impurezas y válvulas de paso para permitir el mantenimiento del circuito.

El aceite térmico opera a altas temperaturas que deben tenerse en cuenta para la selección de los componentes del circuito, con un máximo de 300°C. También se deberá tener en cuenta que el aceite térmico del circuito no puede exceder los 5 bar.

Para limitar al máximo las pérdidas de calor, el circuito deberá ir bien aislado térmicamente.

A continuación se describen los componentes principales del circuito de aceite térmico.

#### **Bomba de circulación para aceites de transferencia de calor**

En primer lugar, es necesario seleccionar la bomba de circulación que impulsará el aceite térmico del intercambiador de aceite a la enfriadora por absorción y viceversa.

En el mercado no existe una gran variedad de bombas que cumplan con las condiciones requeridas por el sistema, con un caudal de aceite máximo de 3500 l/h y una temperatura máxima de 300°C.

La bomba seleccionada es una bomba centrífuga NTT 25/160/II con rodete de 150mm de la compañía Allweiler. La selección se ha realizado atendiendo a su reducido tamaño y sus curvas de funcionamiento (véase tabla 3-9).

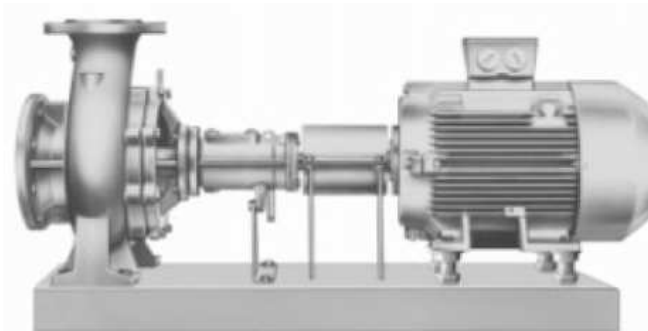


Figura 3-25. Bomba centrífuga NTT con base diseñada hasta PN16.

Tabla 3-9. Características técnicas de la bomba centrífuga de aceite térmico NTT - PN16 [111].

<b>Capacidad</b>	Q	hasta	1250	m <sup>3</sup> /h
<b>Altura de bombeo</b>	H	hasta	145	m
<b>Presión de descarga</b>	pd	hasta	16	bar
<b>Temperatura fluido</b>	t	hasta	350	°C

Inicialmente se adquirió la bomba con un rodete de 130 mm, pero el caudal proporcionado no era suficiente entre 1900 y 2000 l/h. Posteriormente, se modificó el palier y se cambió el rodete por uno de 150mm, alcanzando caudales de 2300 – 2400 l/h.

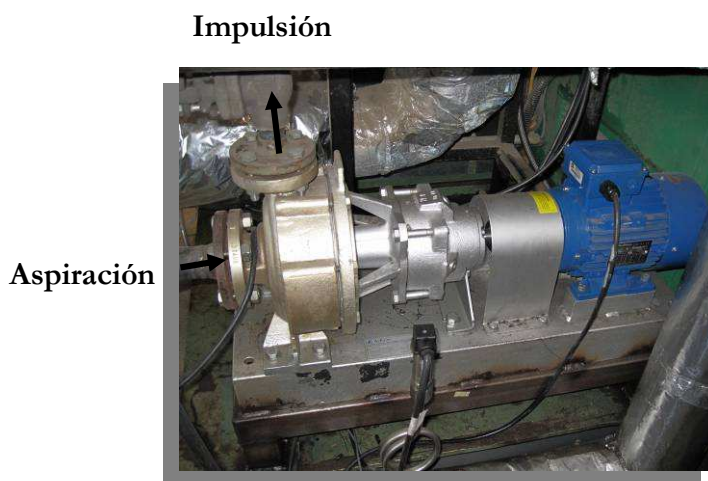


Figura 3-26. Imagen de la bomba de aceite térmico instalada en el sistema de trigeneración.

### Depósito de expansión

Un segundo dispositivo necesario en el circuito de aceite térmico es el depósito de expansión. Éste se utiliza en circuitos cerrados para absorber la presión en exceso del fluido y proteger el circuito. Este exceso de presión puede ser causado por la expansión térmica del aceite térmico durante el proceso de calentamiento o durante la operatividad del sistema por alguna obturación o problema en el circuito.

El depósito de expansión ha sido diseñado específicamente para este sistema por la empresa Pirobloc con una capacidad de 100 l, una longitud de aproximadamente 1700 mm y un diámetro de 273,1 mm (para más información véase Anexo C.4.).



Figura 3-27. Vista exterior del depósito de expansión para aceite térmico.

Como elementos de seguridad, el depósito dispone de: una válvula de seguridad, una válvula rompedora de vacío y un sensor de nivel accionado eléctricamente (véase figura 3-28).

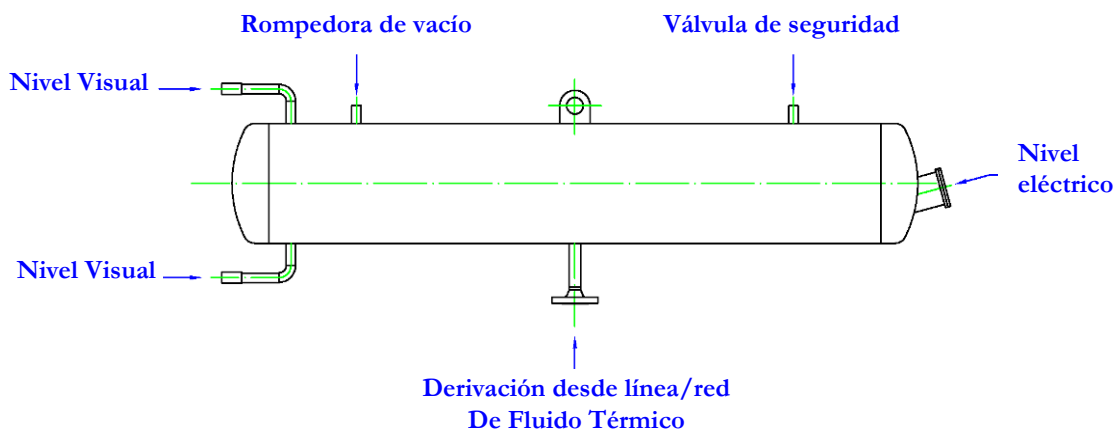


Figura 3-28. Esquema del depósito de expansión de 100 litros para aceite térmico.

La parte inferior del depósito de expansión contiene el aceite térmico en estado líquido y el resto del depósito contiene aire comprimido, con una presión igual y opuesta a la del aceite térmico. Si aumenta la presión del aceite térmico, la válvula de seguridad permite reducir la presión del sistema. La válvula rompedora de vacío permite la entrada de aire atmosférico al depósito. El sensor de nivel accionado eléctricamente va conectado al armario eléctrico de la microturbina. En caso de producirse un cambio del nivel de aceite fuera de los rangos establecidos, la microturbina se detiene. Esta seguridad es importante para evitar que el sistema siga funcionando en caso de fugas importantes de aceite térmico.

En cuanto al montaje del depósito de expansión, se adoptaron las siguientes precauciones: se situó el tanque de expansión en el punto más alto del circuito, sin aislarlo y conectando el tanque de expansión antes de la bomba de circulación (véase figuras 3-29 y 3-30).



Figura 3-29. Situación del depósito de expansión en la parte superior de la instalación.

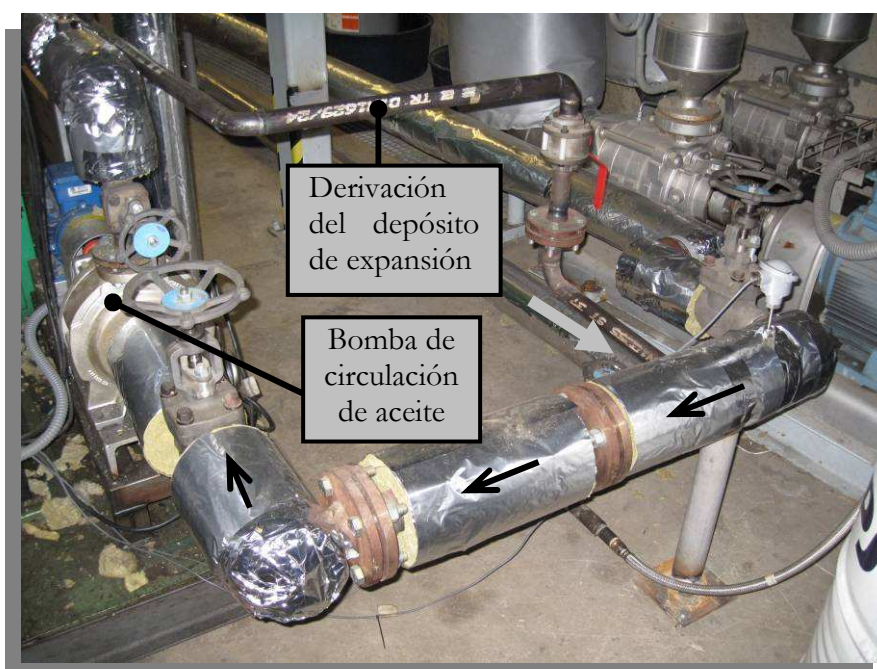


Figura 3-30. Conexión de la derivación del depósito de expansión con el circuito de aceite.

### Filtro de aceite térmico

El circuito de aceite térmico puede llevar impurezas que podrían dañar los componentes instalados en el circuito, principalmente la bomba y el caudalímetro. Para proteger estos componentes de posibles partículas sólidas, se ha instalado un filtro antes de la bomba.

Éste es un filtro Y PN64 de 2" de tamiz desmontable con un paso de luz estándar de 0,8mm concebido para la limpieza de fluidos en circulación, en concreto aceite térmico.

En el montaje se ha tenido en cuenta la posición de instalación tal y como se indica en la figura 3-31.



Figura 3-31. Filtro Y PN64 instalado en el circuito de aceite térmico.

### Válvulas de paso

Para la permitir realizar el mantenimiento adecuado o en caso de tener que cambiar algún componente del circuito de aceite, se han instalado válvulas de paso en diferentes puntos de la instalación. Se han instalado 2 válvulas de bola de 1" VU2916KS en la derivación de la línea del depósito de expansión, antes de conectarse al circuito de aceite y otra en la entrada de carga del circuito de aceite térmico. El resto de válvulas instaladas son de globo forjadas API 602 diseñadas para soportar altas temperaturas del fluido.

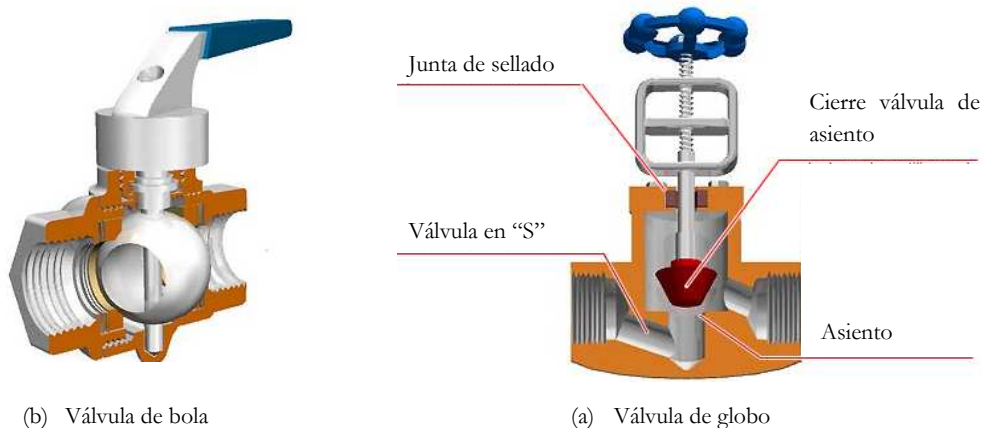


Figura 3-32. Interior de las válvulas de bola y de globo. Fuente: TLV CO, LTD [112]

### Válvulas de globo

Las válvulas de globo forjadas, especiales para soportar altas temperaturas están situadas a lo largo del circuito de operación de aceite térmico. Se han instalado cuatro de 1": dos en la salida y entrada del intercambiador de calor de aceite; una, a la entrada de la enfriadora por absorción y la última a la salida de la bomba de aceite. Además, se han instalado tres de 2": una a cada lado del filtro y la otra a la salida de la enfriadora por absorción. En la figura 3-33, se muestra el detalle de la instalación de algunas de las válvulas instaladas.

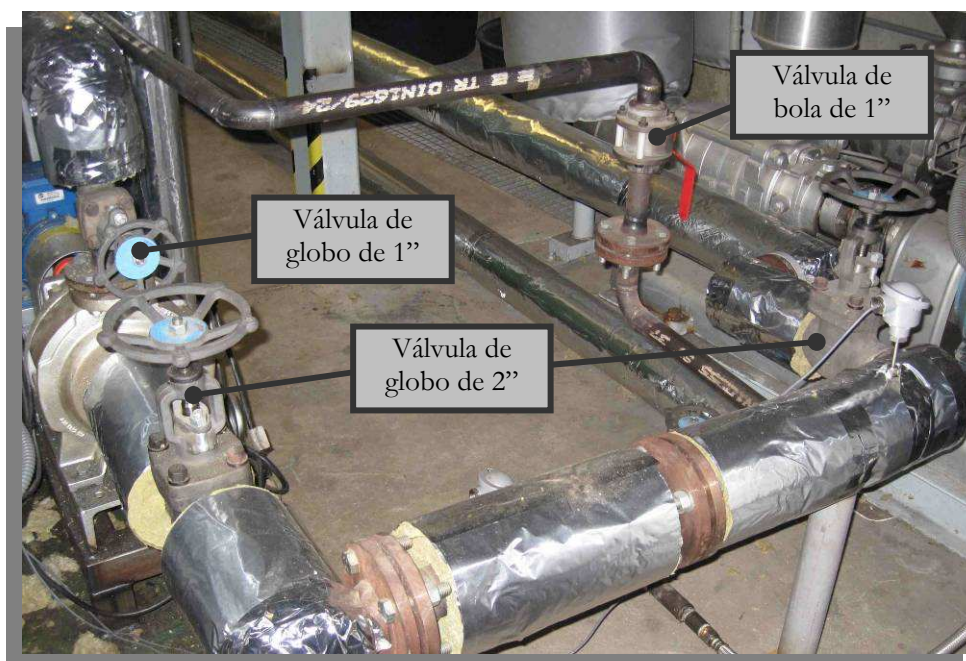


Figura 3-33. Instalación de las válvulas de paso en el circuito de aceite.

### 3.5.3. Equipos de seguridad del sistema de trigeneración

El sistema de trigeneración integra diversos dispositivos de seguridad para evitar daños materiales en los componentes de la instalación o físicos al personal que la manipula debido a sobrepresiones o temperaturas excesivas de los gases o fluidos utilizados.

Los elementos de seguridad que se han instalado en el sistema de trigeneración son:

- un presostato en el circuito de gases de escape
- un presostato, un termostato, una válvula de seguridad y un control de nivel en el depósito expensor en el circuito de aceite térmico (véase apartado 3.5.2.2)
- un termostato en el circuito de agua caliente

Todos los dispositivos de seguridad se han conectado al armario eléctrico de la microturbina tal y como se puede observar en la figura 3-34 de manera que en el caso de sobrepasar los límites de seguridad la microturbina inicia el proceso de parada de emergencia. El presostato del circuito de gases de escape está conectado directamente en la posición 5 del regletero de seguridad, mientras el resto están conectados en paralelo.

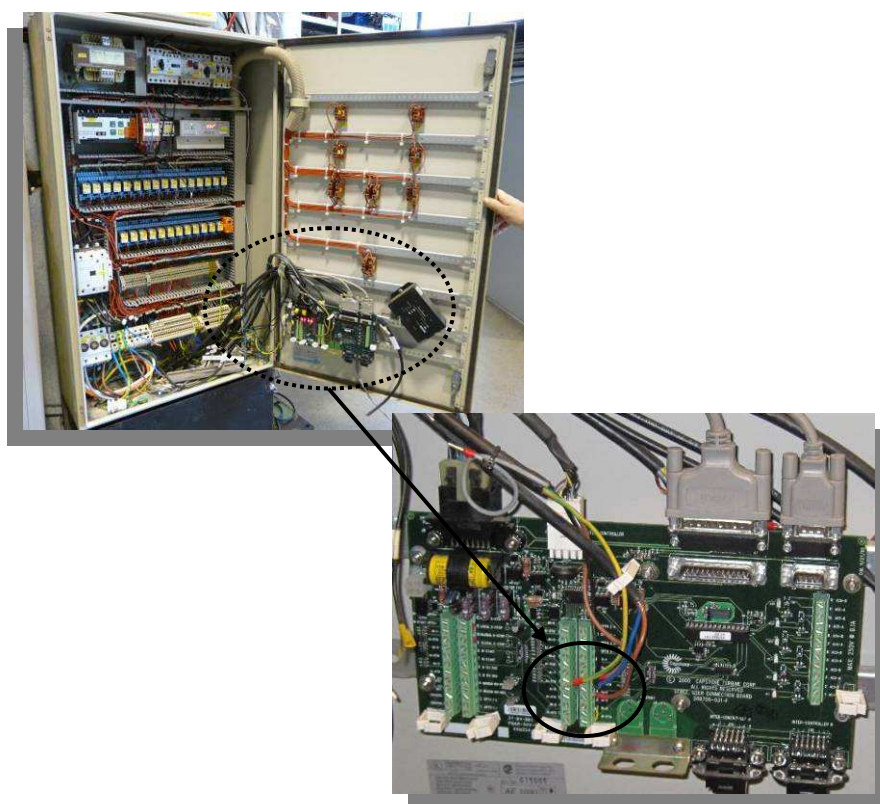



Figura 3-34. Conexión de los elementos de seguridad del sistema de trigeneración al armario eléctrico y control de la microturbina.

A continuación se describen los elementos de seguridad mencionados.

### Presostato del circuito de gases de escape

Una sobrepresión en el circuito de gases de escape a la salida de la microturbina puede perjudicar gravemente sus componentes internos. Por este motivo se ha instalado un presostato modelo Kromschröder DG50U-3 justo a la salida de la microturbina de gas (tabla 3-10).

Tabla 3-10. Especificaciones del presostato de gases de escape Kromschröder DG50U-3.

Rango de ajuste de presión	25 mbar	
Aplicaciones	gas, aire y humos.	
Temperatura ambiente	-15°C a +80°C	
Temperatura del gas	-15°C a +80°C	

La alta temperatura de los gases de escape hace necesaria la instalación de un distanciador (tubo sifón) para permitir reducir la temperatura de los gases a la temperatura de operación del presostato (véase figura 3-35). En el sifón distanciador, la condensación se forma en la parte doblada y de esta forma previene de un exceso de temperatura.

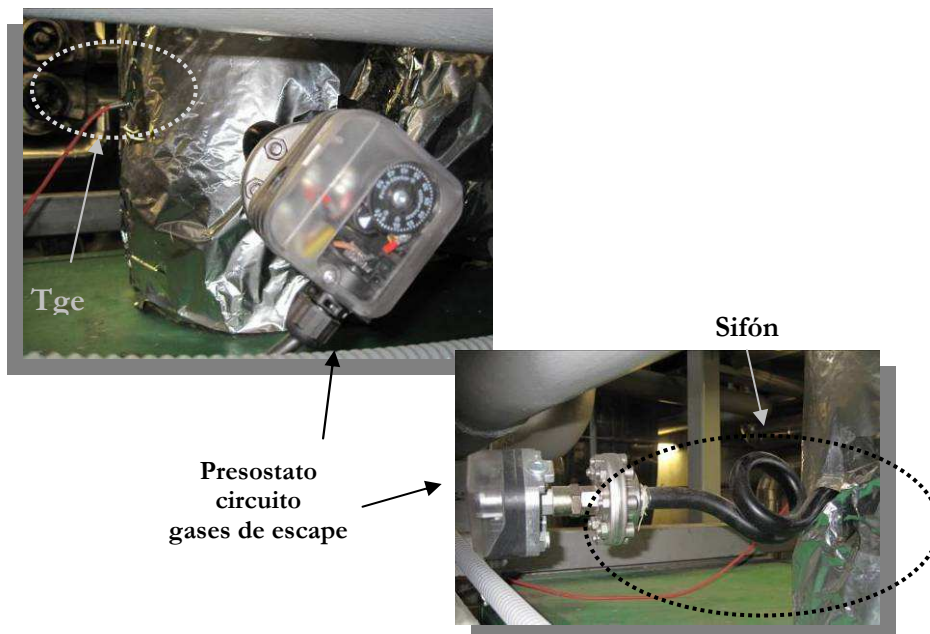


Figura 3-35. Presostato circuito gases de escape instalado a la salida de la microturbina

### Presostato para aceite térmico

El presostato Bourdon-Haenni RP2NL353 controla una presión constante alrededor de un valor de referencia fijado mediante la acción de regulación. El presostato integra un sistema de seguridad que detecta si la presión alcanza un valor crítico preestablecido. En condiciones normales de operación debe estar entre un 10% y un 90% de la escala seleccionada.

Para proteger el presostato ante un exceso de temperatura debido a la elevada temperatura del aceite térmico, fue necesario la instalación de un sifón distanciador (véase figura 3-36).

La presión máxima fijada para el aceite térmico a una temperatura de 240°C no puede exceder los 5 bar.

Tabla 3-11. Datos técnicos del presostato de aceite térmico en condiciones nominales a una temperatura ambiente de 20°C.


<b>Rango de presión</b>	0 – 5 bar	
<b>Rango temperatura de operación</b>	-40...150°C	
<b>Rango temperatura ambiente</b>	-30...70°C	
<b>Temperatura de almacenamiento</b>	-40...70°C	
<b>Repetitividad</b>	±2% of F.S.	




Figura 3-36. Presostato circuito de aceite térmico instalado en el sistema de trigeneración.

### Termostato para aceite térmico

En el circuito de aceite térmico es necesaria la instalación de un termostato como medida de seguridad para evitar que el aceite térmico pueda llegar a superar la temperatura máxima indicada por el fabricante de la enfriadora por absorción, 240°C. El termostato seleccionado es un ETTN-YTTN (tabla 3-12).

Tabla 3-12. Especificaciones del termostato digital seleccionado para aceite térmico.

<b>Señal de salida</b>	4...20 mA	
<b>Precisión</b>	± 0.5°C	
<b>Escala configurable</b>	-200°C a 400°C	
<b>Consumo</b>	< 22 mA	
<b>Temperatura ambiente de operación</b>	- 25 ... 85°C	

### Válvula de seguridad

Es importante proteger el sistema de las sobrepresiones teniendo en cuenta las altas temperaturas que puede alcanzar el aceite, con máximos de 300°C. La válvula de seguridad seleccionada es una válvula 1216 de 1" que puede operar hasta temperaturas del fluido de 350°C.

La válvula de seguridad se ha instalado a la entrada del intercambiador de calor para prevenir que la presión del circuito exceda de los límites establecidos. En caso de sobrepresión, la válvula de seguridad permite el paso al exterior del aceite térmico. Debido a que la válvula se encuentra en un lugar elevado, se ha añadido una tubería para guiar el aceite térmico desde la parte superior hasta un depósito situado en el suelo y evitar que en caso de sobrepresión el aceite térmico a altas temperaturas pueda salir proyectado.



Figura 3-37. Instalación de la válvula de seguridad en el circuito de aceite térmico

#### **3.5.4. Montaje del sistema de trigeneración**

En la figura 3-38 se muestra la disposición general de los equipos del sistema de trigeneración en un esquema en 3D realizado con el programa de CAD ProEngineer para facilitar la instalación y evitar posibles interferencias en el montaje.

Tras diseñar y analizar la configuración del sistema de trigeneración se iniciaron los trabajos de fabricación y ensamblaje.

En primer lugar se realizó una revisión del estado de funcionamiento de la microturbina de gas Capstone C30 por la compañía Micropower Europe distribuidores oficiales y certificados por la empresa estadounidense fabricante de la microturbina. Posteriormente se contrató la fabricación de los componentes intermedios y el ensamblaje mecánico del sistema de trigeneración.

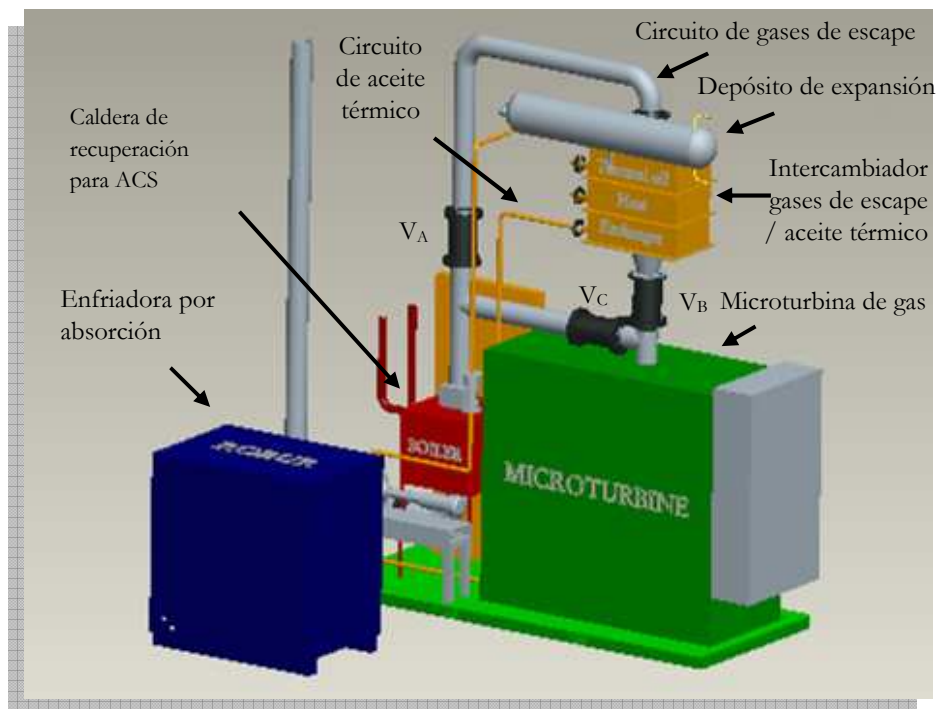


Figura 3-38. Sistema de trigeneración diseñado en 3D.

A continuación se instalaron las conducciones de los gases de escape, colocando las válvulas según el diseño realizado para permitir operar en cogeneración o trigeneración. También se modificó el tubo de salida de los gases de escape de la microturbina hacia el intercambiador de calor de aceite.



Figura 3-39. Conducción de gases de escape a la salida de la microturbina de gas

El siguiente paso fue la instalación del intercambiador de calor de aceite, que según el diseño debía colocarse lo más cerca posible de la microturbina, para evitar pérdidas. De esta forma, justo a la salida de la microturbina se instaló la válvula de bola ( $V_A$ ) (véase figura 3-40.) para permitir el paso de los gases de escape al intercambiador de aceite en caso de trigeneración o desviar los gases directamente a la caldera de recuperación en modo de cogeneración. A continuación, con el objetivo de aprovechar el máximo calor residual de los gases de escape se diseñaron y fabricaron las campanas de unión entre la conducción de los gases de escape y el intercambiador de aceite tanto a la entrada como a la salida, tal y como se ha explicado en el apartado referente al intercambiador, (véase figura 3-40.).

El intercambiador de calor de aceite se colocó sobre una estructura fabricada a medida para asegurar la estabilidad del sistema adaptada a las dimensiones de la microturbina y del intercambiador. Se fabricó pensando en poder transportar por separado la microturbina y la parte superior del intercambiador, ya que debido a su tamaño no era viable el transporte del sistema en una única unidad (véase figura 3-40.).

Posteriormente se instalaron las conducciones del circuito de aceite térmico con las válvulas de globo para permitir aislar componentes del circuito para mantenimiento y reparación. Para ello fue necesario fabricar una estructura para la bomba de aceite y otra para el depósito de expansión, que se sujetó a la misma estructura del intercambiador de aceite.



Disposición inicial de la Microturbina de gas Capstone C30

Montaje del circuito de gases de escape sobre la Microturbina en las instalaciones de Ingasur.



Montaje final del sistema de trigeneración en las instalaciones de Ingasur.

Sistema de trigeneración en las instalaciones del banco de pruebas multifuncional del CREVER-URV.



Figura 3-40. Secuencia de la fabricación y montaje del sistema de trigeneración.

### 3.6. Modos de operación: cogeneración y trigeneración

Tal como se ha mencionado anteriormente, el sistema de trigeneración se ha diseñado para poder operar tanto en modo trigeneración como cogeneración. En la figura 3-41 se muestra el sistema de funcionamiento en modo trigeneración: los gases de escape de la microturbina se conducen directamente al intercambiador de calor para calentar el aceite térmico, necesario para activar la enfriadora por absorción. Los gases de escape a la salida del intercambiador de calor de aceite se dirigen a la caldera de recuperación de calor para calentar el agua para su uso en ACS y calefacción. En esta configuración las válvulas  $V_A$  y  $V_B$  están abiertas y la  $V_C$  cerrada (figura 3-41).

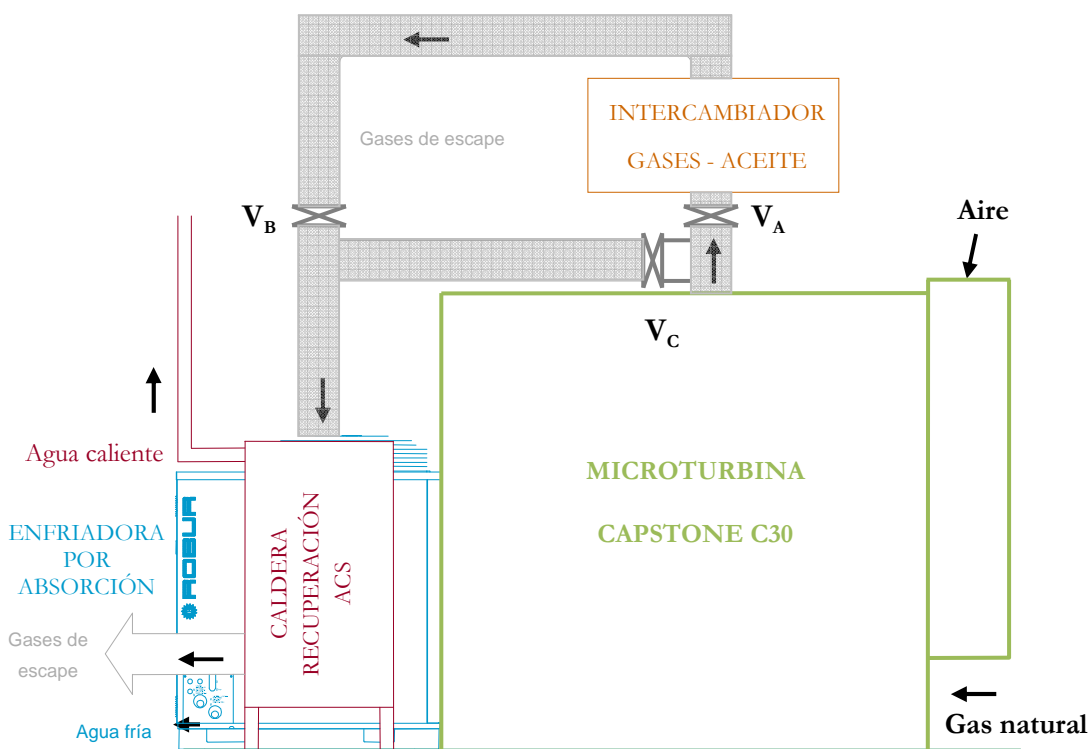


Figura 3-41. Configuración del sistema en modo trigeneración ( $V_C$  cerrada).

El segundo modo de operación del sistema, ilustrado en la figura 3-42, es en modo cogeneración, cuando solo hay demanda de agua caliente para calefacción o ACS. En este caso, se cierran las válvulas  $V_A$  y  $V_B$  para evitar el paso de los gases hacia el intercambiador de calor de aceite y se abre la válvula  $V_C$ , permitiendo el paso directo de los gases de escape

al recuperador de calor de ACS para la producción de agua caliente a alta temperatura para uso como ACS o calefacción.

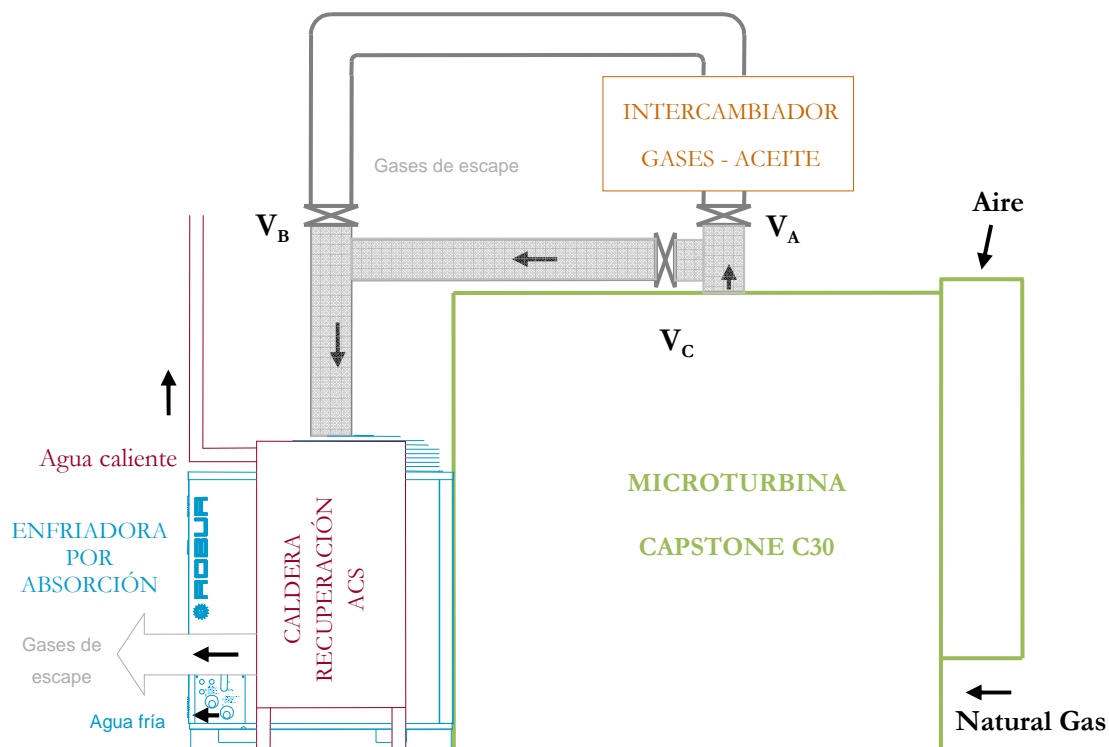


Figura 3-42. Configuración del sistema en modo cogeneración ( $V_A$  y  $V_B$  cerradas).

### 3.7. Conclusiones

Definidos los principales componentes para la integración en el sistema de trigeneración se procedió a la selección del aceite térmico más adecuado.

El aceite térmico seleccionado es el Repsol Multigrado Térmico que puede operar hasta  $300^{\circ}\text{C}$  y que posee un calor específico superior al de los otros aceites.

Se ha diseñado el intercambiador de calor de aceite térmico que recupera el calor residual de los gases de escape. Este intercambiador de 18 kW es compacto de flujo cruzado dispuesto en tres baterías integradas por cuatro filas de 10 tubos redondos con aletas

circulares. El intercambiador de calor de aceite se ha simulado con Aspen HTFS+.

El diseño del sistema ha permitido obtener un único sistema de trigeneración compacto y más eficiente. Para alcanzar este objetivo se ha situado el intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico directamente a la salida de la microturbina (para recuperar la máxima cantidad de calor de los gases de escape producidos por la microturbina de gas) y la enfriadora por absorción lo más cerca posible del intercambiador de calor de aceite (para minimizar pérdidas y reducir el uso de aceite térmico).

El sistema se ha integrado y montado para poder operar tanto en modo trigeneración como cogeneración.

# Capítulo 4

## Caracterización del sistema de trigeneración en el banco de ensayos

### 4.1. Introducción

Para determinar las prestaciones reales del sistema de trigeneración, este se instaló en el banco de ensayos multifuncional del CREVER de la Universitat Rovira i Virgili en Tarragona.

El banco de ensayos multifuncional fue diseñado con el objetivo de probar y analizar las características técnicas y rendimientos de diferentes equipos para poligeneración de energía.

Entre ellos destacan:

- Enfriadoras por absorción refrigeradas con agua o aire con capacidades de refrigeración entre 1 kW y 35 kW.
- Bombas de calor por compresión agua-aire y agua-agua con capacidades de

producción de calor entre 1 kW y 35 kW.

- Sistemas de refrigeración de compresión de vapor (aerorefrigeradas) con una capacidad de refrigeración de 1 kW a 60 kW.
- Bombas de calor de compresión de vapor (agua-agua, agua-aire) con una capacidad de producción de calor de 1 kW a 60 kW.
- Equipos basados en ciclos Rankine orgánicos (ORC) de hasta 10 kW.
- Sistemas térmicos de desalinización (de 1 hasta 4 m<sup>3</sup>/día).
- Microturbinas de gas.

Tanto la microturbina como la enfriadora por absorción seleccionada son aptas para ser probadas en el banco de pruebas multifuncional de acuerdo a las limitaciones indicadas.

En el capítulo 4 se caracteriza el sistema de trigeneración a partir de las pruebas realizadas en el banco de pruebas multifuncional del CREVER-URV con el objetivo de estudiar la operatividad y rendimiento del sistema de trigeneración.

Los parámetros analizados en el banco de pruebas fueron:

- ✓ la potencia eléctrica de la microturbina a plena carga y a carga parcial,
- ✓ la temperatura de salida del agua a la enfriadora por absorción en un rango entre 7 y 18°C,
- ✓ la temperatura de la cámara climática (aire exterior de la enfriadora por absorción) en un rango entre 20 y 45°C,
- ✓ el caudal de aceite térmico que se testeó entre 1700 l/h y 2200 l/h.

A continuación y antes de realizar los resultados de las pruebas realizadas en el banco de ensayos, se describe el banco y los equipos para la adquisición de datos. También se expone la metodología utilizada para determinar los períodos en los que el sistema de trigeneración se consideraba en estado estacionario, puesto que cada cambio de variable implicaba un proceso de estado transitorio no representativo en el estudio de las características y rendimientos del sistema.

## 4.2. Descripción del banco de pruebas multifuncional

El banco de pruebas multifuncional del grupo de investigación CREVER-URV dispone de componentes y conexiones necesarias para testear todos los equipos expuestos anteriormente con el objetivo de realizar en paralelo el máximo de ensayos posibles y de esta forma maximizar su productividad.

A continuación se definen los componentes del banco de ensayos necesarios para las pruebas del sistema de trigeneración (figura 4-5):

- Una cámara climática diseñada para testear equipos de tamaño reducido, principalmente bombas de calor, enfriadoras activadas térmicamente y torres de refrigeración. Las dimensiones interiores son de 3m x 3m x 3 m, con una entrada de 2,8m x 2,8m. La cámara climática es una unidad KZ/80 con pared aislante de 80mm de espuma PUR Telewig con un rango de temperatura de trabajo de -40°C a 90°C y un rango de humedad de 30% al 95%.

El acondicionamiento de la temperatura y humedad de la cámara climática se realiza mediante la entrada de aire frío por dos entradas inferiores y la extracción de aire caliente por la parte superior.

- Una unidad de tratamiento de aire (UTA): La unidad de tratamiento de aire (figura 4-1) es una unidad Hydronic AX M 45 Confort de Ciatesa de 57,5 kW de capacidad de refrigeración (para una temperatura de refrigeración de 4°C/9°C y un caudal 9,83m<sup>3</sup>/h) y 39,5 kW de capacidad de calor (para una temperatura de agua caliente de 45°C/40°C y un caudal de 6,88m<sup>3</sup>/h). Esta unidad es la responsable del control de la temperatura y humedad de la cámara climática. Está conectada directamente a la cámara climática permitiendo la entrada de aire acondicionado según las necesidades solicitadas por la cámara climática e indirectamente a través de la conexión con un intercambiador de calor aire-agua para la disipación del calor extraído por la parte superior de la cámara climática.



Figura 4-1. Unidad de tratamiento de aire.

- Intercambiador de calor aire-agua: En la terraza exterior de la nave de la planta piloto donde se encuentra el banco de pruebas se ha instalado un intercambiador de calor aire-agua para la disipación del calor producido en la sala climática. Tanto el generado por las unidades aeroregeneradas situadas dentro de la cámara climática, como por el agua caliente producida por los sistemas a ensayar.

El intercambiador aire-agua (figura 4-2) permite la disipación de 75 kW.



Figura 4-2. Intercambiador de calor aire-agua.

- Bomba de calor: Para controlar la temperatura y humedad en la cámara climática mediante la UTA es necesaria la instalación de una bomba de calor para proporcionar a la UTA agua a la temperatura requerida en la cámara climática. Esta bomba de calor se encuentra situada en la cubierta del banco de ensayos y corresponde al modelo BC-10 Dynaciat de Ciatesa.



Figura 4-3. Bomba de calor.

- Módulo hidráulico: El módulo hidráulico (figura 4-4), situado en el exterior de la nave donde se encuentra el banco de ensayos, tiene por función controlar el caudal de agua fría generado en la bomba de calor BC-10.



Figura 4-4. Módulo hidráulico

### 4.3. Instalación y conexión del sistema de trigeneración en el banco de pruebas multifuncional

La enfriadora por absorción aerorefrigerada se situó en el interior de la cámara climática (véase figuras 4-5 y 4-6) para poder controlar los parámetros ambientales exteriores en las que puede operar este equipo.

El resto de los componentes, se instalaron lo más cerca posible de la cámara climática para evitar al máximo las pérdidas de carga y de calor en los conductos de aceite térmico que conectan el sistema y la enfriadora por absorción (véase figura 4-7).

La microturbina se conectó a la red de gas natural a una presión de 22,4 mbar.

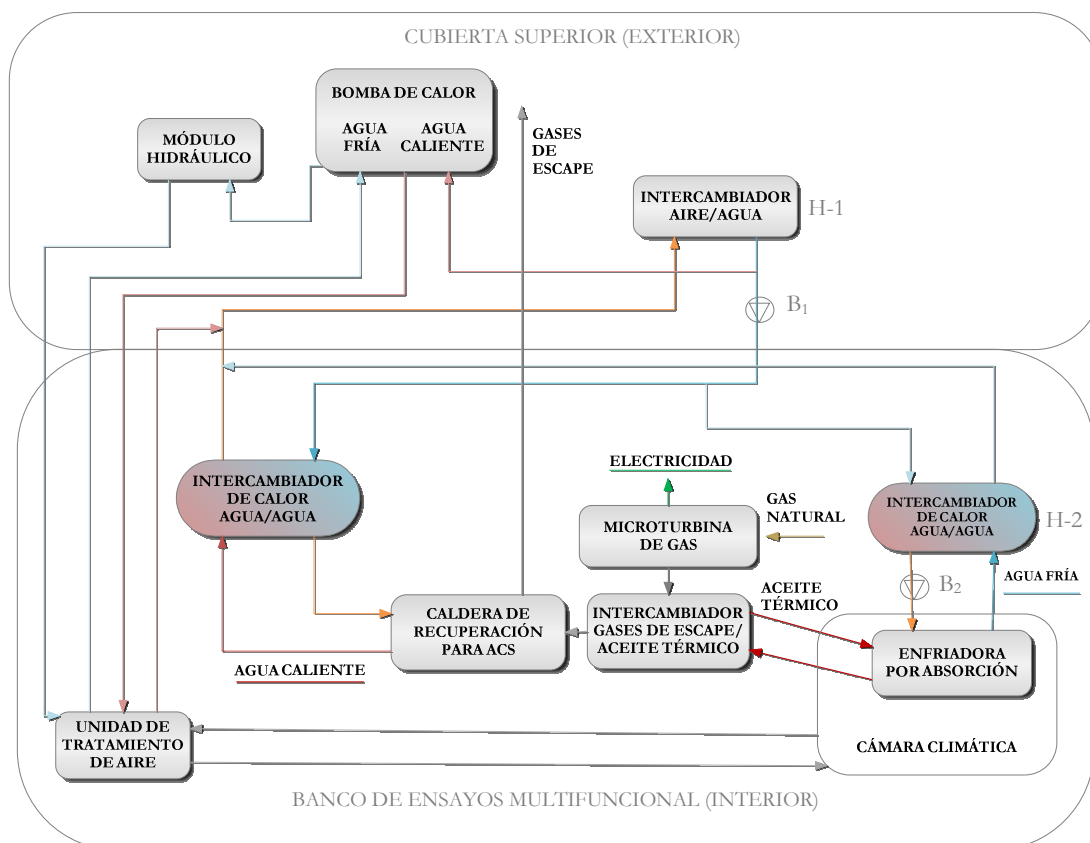


Figura 4-5. Esquema del sistema de trigeneración en el banco de ensayos multifuncional del CREVER

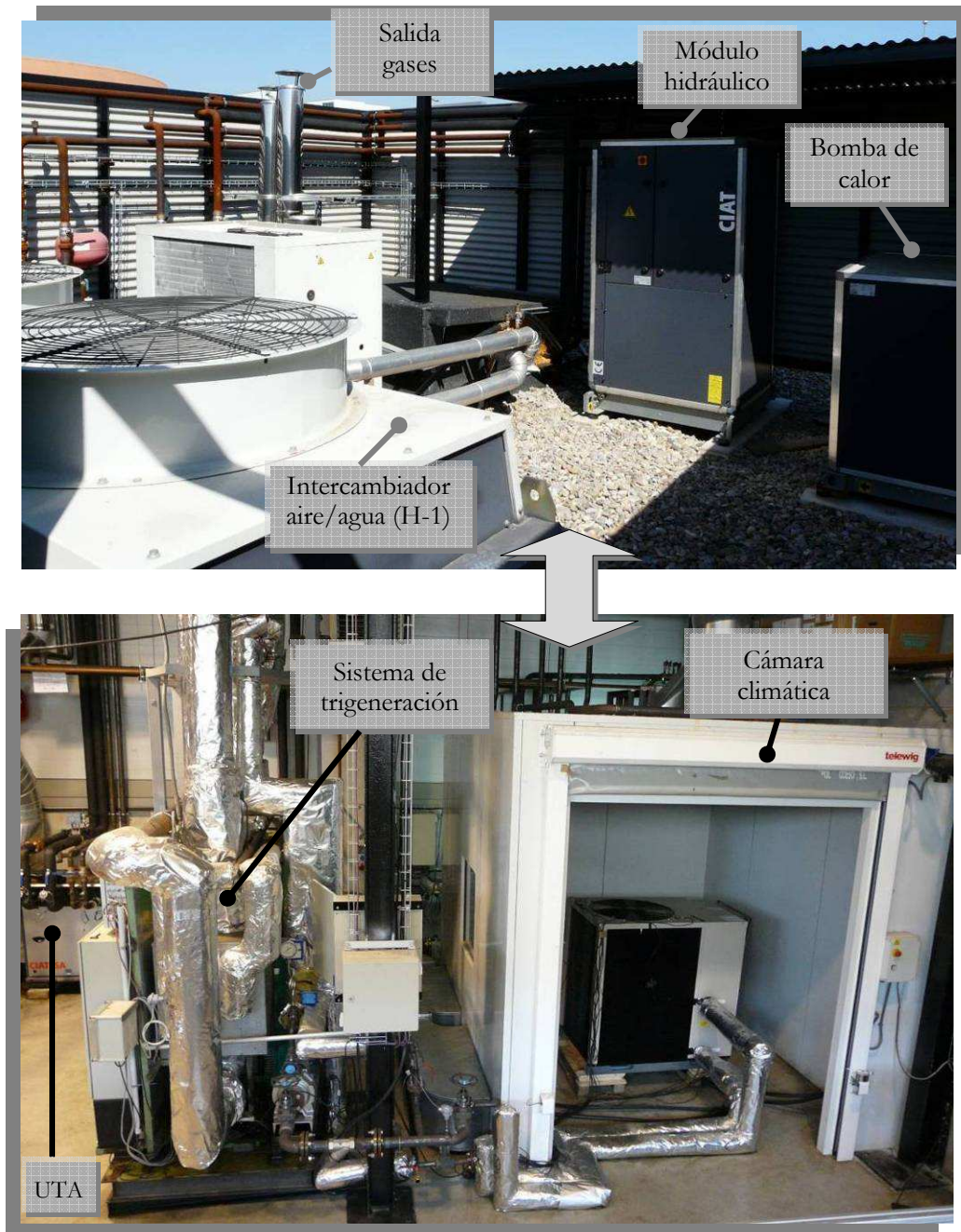


Figura 4-6. Visión global del sistema de trigeneración en el banco de pruebas multifuncional y la cubierta superior exterior.

Los gases de escape a alta temperatura se aprovechan, en primer lugar, para calentar el aceite térmico necesario para activar la enfriadora por absorción, produciendo agua fría a 7°C. Los gases de escape residuales tras calentar el aceite térmico tienen todavía suficiente temperatura como para calentar agua a 80°C. A la salida de la caldera de recuperación para ACS los gases de escape se expulsan al exterior mediante una chimenea de unos 6 metros de longitud que va desde el banco de pruebas hasta la terraza superior. Para poder adaptar la salida de los gases de escape a la chimenea del banco de ensayos fue necesario añadir tres codos extras y 4 metros de tubería. Éste hecho aumenta la contrapresión del sistema, reduciendo la eficiencia del equipo pero es inevitable dadas las presentes circunstancias de la instalación.

En el caso de nuevos diseños e implantación en edificios se debería tener en cuenta la ubicación para poder situar el sistema de trigeneración con la salida de los gases de escape directa al exterior.

En relación a la enfriadora por absorción instalada en la cámara climática, se debe controlar el caudal y la tempera del aire de entrada a la cámara climática y la salida del aire caliente. Por otra parte, el circuito de agua fría es un circuito cerrado que va de la enfriadora por absorción a un intercambiador de calor agua-agua que hace las funciones de carga térmica a refrigerar.

La producción de agua caliente producida por la caldera de recuperación de calor para ACS está conectada a su vez mediante otro intercambiador agua-agua (H-1) al mismo circuito secundario donde se mezclan la producción de agua fría y agua caliente. El calor resultante se disipa en el intercambiador aire-agua (H-2).

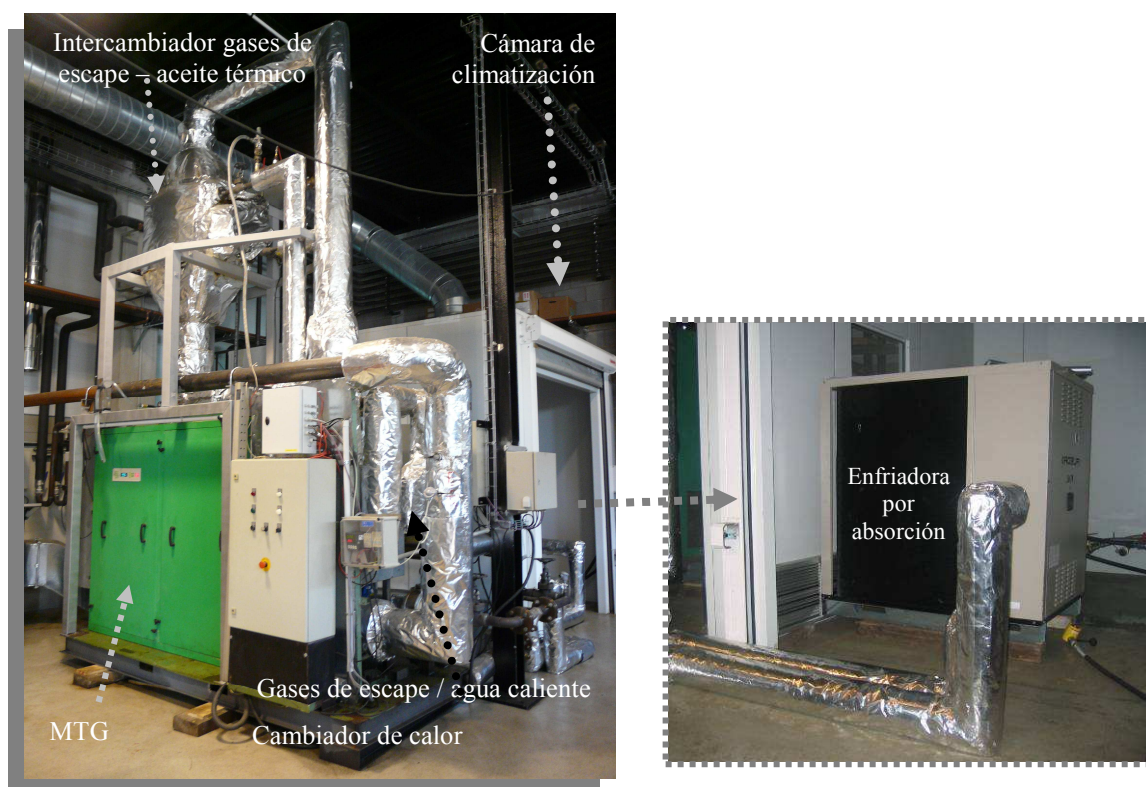


Figura 4-7. Sistema de trigeneración en el banco de pruebas multifuncional CREVER-URV.

#### 4.4. Adquisición de datos del sistema de trigeneración

La aplicación de un buen sistema de adquisición de datos del sistema de trigeneración es fundamental para el correcto análisis de la viabilidad energética, medioambiental y económica del sistema.

Para tal fin se ha seleccionado la instrumentación adecuada para registrar todos los datos necesarios para el análisis energético y de emisiones del sistema de trigeneración. La selección de la instrumentación necesaria se ha realizado en base a las siguientes premisas:

- Temperatura máxima y mínima de trabajo del circuito donde se deba instalar. Hay que tener muy presente que tanto en el caso de los gases de escape como del aceite térmico, se opera a altas temperaturas y, por lo tanto, toda la instrumentación deberá ser capaz de operar a alta temperatura, con rangos de operación entre 0 - 350°C.
- La precisión necesaria para cada uno de los instrumentos.

- Buena relación calidad – precio. Se ha seleccionado la instrumentación que cumpliendo con los requisitos necesarios de calidad mínimos para la adquisición de datos se ajustara mejor al presupuesto.

En la figura 4-8, se muestra la configuración del sistema de trigeneración con los principales componentes: válvulas, instrumentación y elementos de seguridad (véase lista de abreviaciones)

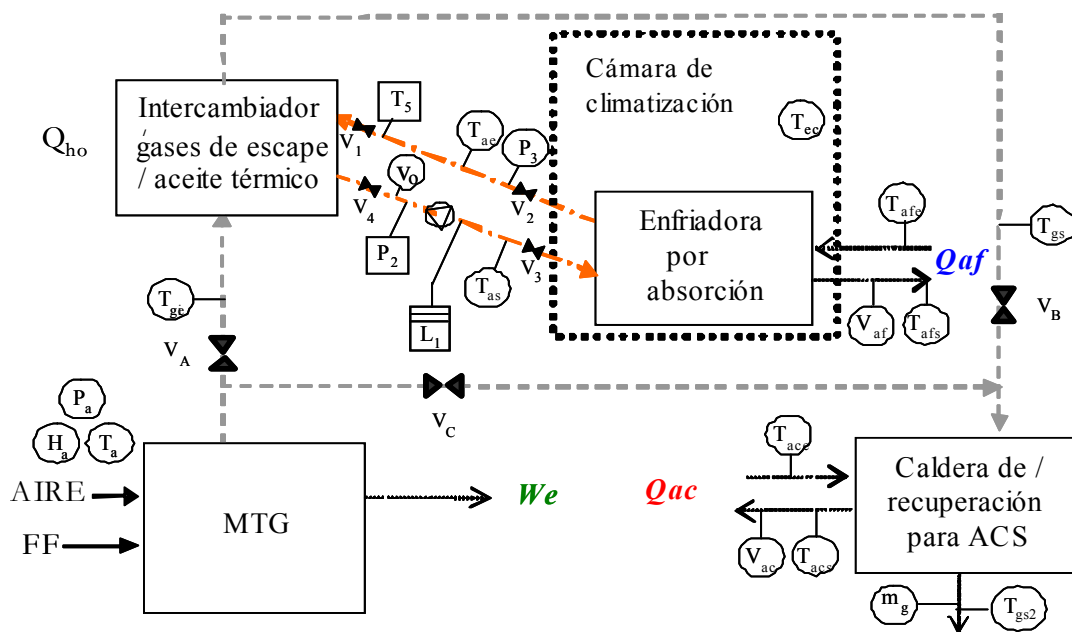


Figura 4-8. Diseño esquemático del sistema de trigeneración

A continuación se describe la instrumentación utilizada en el sistema de trigeneración y el control para la adquisición de datos.

#### 4.4.1. Instrumentación

La microturbina viene provista de la instrumentación necesaria para su propio control.

Las variables medidas por la propia instrumentación de la microturbina son las siguientes (véase figura 4-9):

1. Temperatura exterior, tomada justo a la entrada del compresor ( $T_{ac}$ ) [ $^{\circ}C$ ].
2. Revoluciones por minuto del eje [rpm]
3. Temperatura a la salida de la microturbina (antes de pasar por el recuperador ) ( $T_{st}$ ) [ $^{\circ}C$ ]
4. Potencia eléctrica a la salida del generador ( $W_g$ ) [W]
5. Voltaje de la potencia suministrada internamente ( $V_o$ ) [V]
6. Voltaje de corriente DC del control ( $V_i$ ) [Vdc]
7. Corriente a la salida del inversor (DC) [A]
8. Voltaje de la corriente del compresor [V]
9. Frecuencia de salida [Hz]
10. Corriente a la salida de la fase “A” [A]
11. Corriente a la salida de la fase “B” [A]
12. Corriente a la salida de la fase “C” [A]
13. Corriente a la salida del neutro [A]
14. Voltaje de la corriente de la fase “A” al neutro a la salida [V]
15. Voltaje de la corriente de la fase “B” al neutro a la salida [V]
16. Voltaje de la corriente de la fase “C” al neutro a la salida [V]
17. Potencia eléctrica de la fase “A” [W]
18. Potencia eléctrica de la fase “B” [W]
19. Potencia eléctrica de la fase “C” [W]
20. Potencia eléctrica total ( $W_e$ ) (W)
21. Temperatura del disipador de calor del control eléctrico [ $^{\circ}C$ ]
22. Corriente a la salida del generador [A]
23. Voltaje de la corriente a la salida del generador [V]
24. Voltaje de cuadratura a la salida del generador [V]
25. Velocidad indicada al generador desde el control para la operación de la velocidad

- del motor [rpm]
- 26. Voltaje indicado por el control eléctrico a la resistencia de frenado para la disipación de energía en caso de necesidad de disipación de picos de energía [V]
- 27. Corriente a la salida del generador [A]
- 28. Voltaje del bus interno DC al generador DSP [V]
- 29. Voltaje indicado para el voltaje interno DC al generador DSP [V]

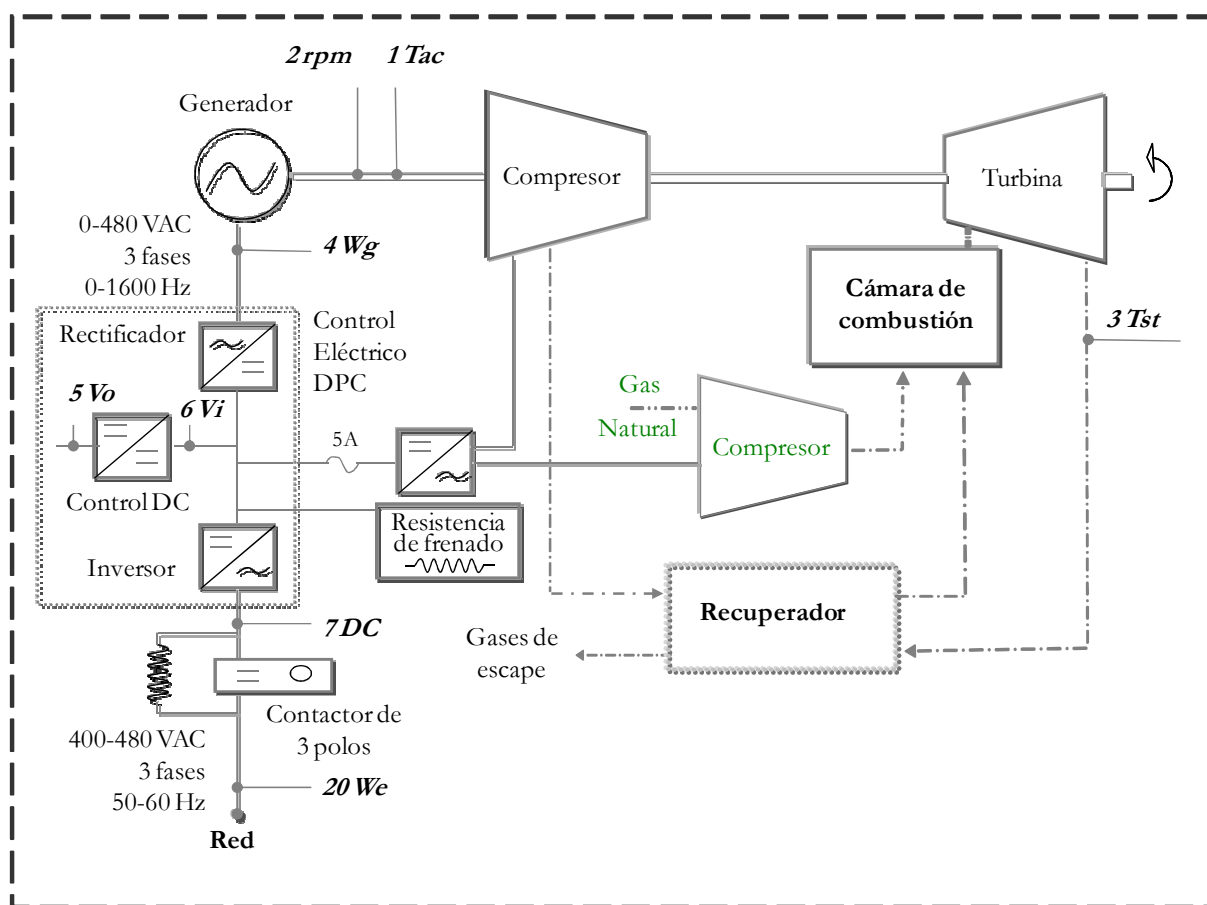


Figura 4-9. Esquema de los elementos de adquisición de datos en el interior de la microturbina de gas

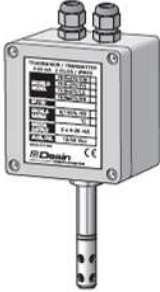
A parte de la instrumentación propia de la microturbina el sistema de trigeneración integra su propia instrumentación, descrita a continuación.

### Transmisor de temperatura y humedad ambiente

La adquisición de datos de la temperatura y humedad exterior se realiza mediante un transmisor THR-370/CM con 2 salidas de 4/20mA de la marca Desin Instruments.

Tabla 4-1. Especificaciones del transmisor de temperatura y humedad relativa exterior THR-370/CM.

Sensor de temperatura	PT 100
Rango de operación temperatura	0/50°C
Rango operación humedad	0% a 100%
Precisión sensor humedad	±2% RH
Precisión sensor temperatura	±0.8% RH



El sensor de temperatura y humedad exterior está instalado cerca de la entrada de aire a la microturbina (figura 4-10).




Figura 4-10. Transmisor de temperatura ambiente y humedad relativa instalado en la estructura de la microturbina junto a la entrada del aire exterior.

### Caudalímetro de gases de escape

El caudalímetro para analizar el caudal de los gases de escape (mg) es un medidor de caudal Annubar Rosemount MassProbar de la compañía Rosemount MBR+25S. Situado en el conducto de gases de escape a la salida de la caldera de recuperación de calor.

Tabla 4-2. Especificaciones del caudalímetro de gases de escape Rosemount MBR+25S.

Configuración del rango de caudal	0 – 1150 kg/h	
Precisión del caudal	±1%	
Repetitividad	±0,1%	
Precisión de la presión	±0,075%	
Precisión de la temperatura	±0.56°C (Pt-100 Rosemount)	

### Sondas de temperatura para gases de escape y aceite térmico

La medición de la temperatura de los gases de escape y del aceite térmico se realizan mediante la instalación de sondas de temperatura PT100 clase A, con cabezal de aluminio DIN B, de 6mm de diámetro x 100mm de longitud, variable dependiendo del grosor de la tubería. Para mayor velocidad de respuesta se prescindió de la vaina y se colocó la PT100 directamente sobre un racor de compresión pasante de 1/2”NPT-M. A algunas de las sondas se incorporó un convertidor Pt100 /4-20mA en el cabezal de la sonda, puesto que es más inmune a las perturbaciones y más económico, al no ser necesario el cable apantallado de 4 hilos de las Pt100; en este caso es suficiente con un simple cable de 2 x 0,5.

En total el sistema tiene instaladas tres sondas PT100 para el circuito de gases de escape (a la salida de la MTG [ $T_{ge}$ ], entre el intercambiador de aceite y la caldera de recuperación [ $T_{gs}$ ] (figura 4-11) y a la salida de la caldera de recuperación [ $T_{gs2}$ ]) y otras dos sondas en el circuito de aceite térmico: una a la salida [ $T_{ac}$ ] y otra a la entrada de la enfriadora por absorción [ $T_{as}$ ] (figura 4-12).

El rango de operación de la PT100 seleccionada para el sistema es de 0-350°C y 0,1% de precisión.



Figura 4-11. Sensor de temperatura de gases de escape situado entre el intercambiador de aceite y la caldera de recuperación [Tgs].

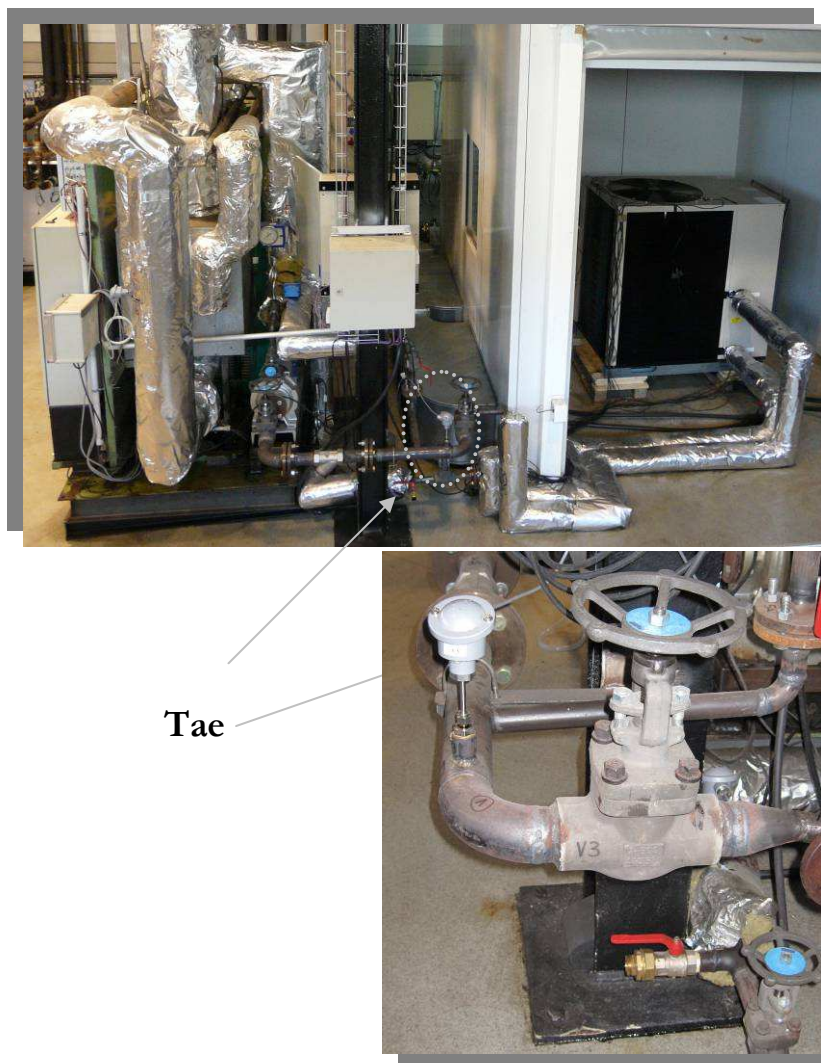


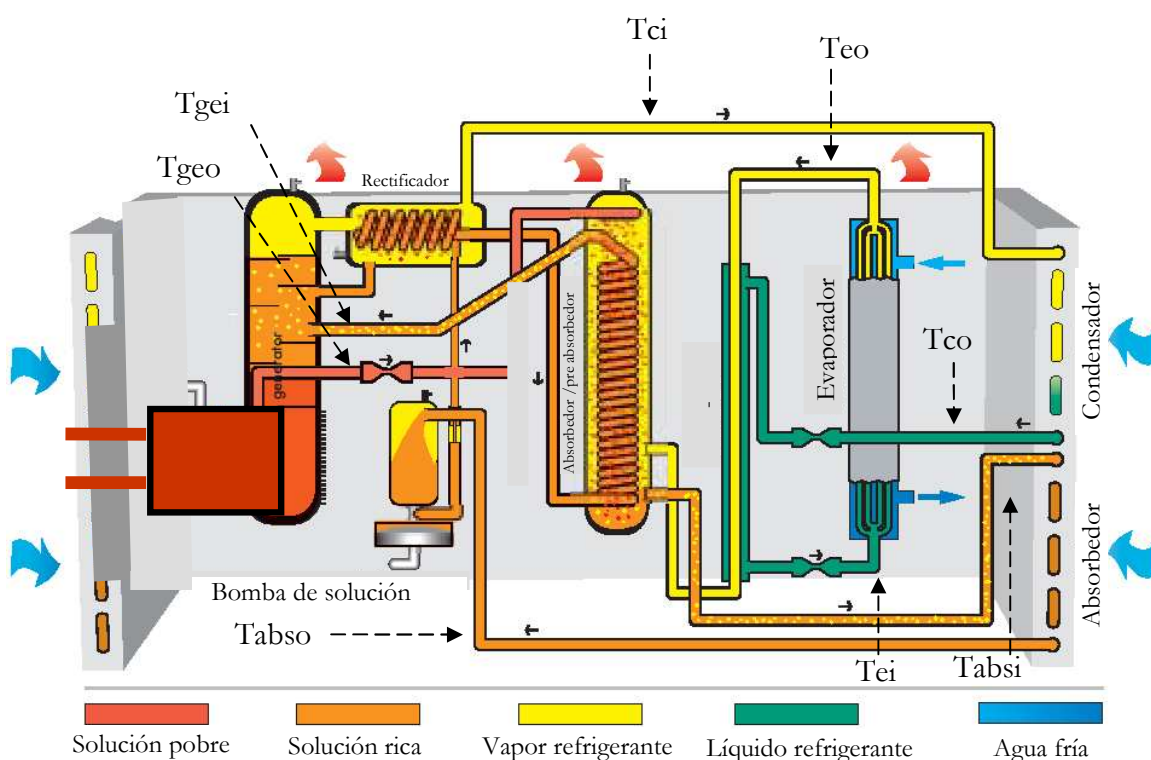
Figura 4-12. Sensor de temperatura del aceite térmico a la entrada y salida de la enfriadora por absorción.

### Sensores de temperatura de contacto en la enfriadora por absorción

Los sensores de temperatura de contacto instalados en la superficie de las tuberías interiores de la enfriadora por absorción son PT100 con un rango de operación de 0°C a 350°C.

En la figura 4-13 se muestra la localización de los sensores en el interior de la enfriadora por absorción.

La adquisición de datos de las temperaturas de la enfriadora por absorción se realiza mediante un sistema de monitorización específico del modelo Agilent 34970A.



- [Tci] - temperatura del refrigerante a la entrada del condensador
- [Tco] - temperatura del refrigerante a la salida del condensador
- [Tei] - temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador
- [Teo] - temperatura del refrigerante a la salida del evaporador
- [Tabsi] - temperatura de la solución rica a la entrada del absorbedor
- [Tabso] - temperatura de la solución rica a la salida del absorbedor
- [Tgei] - temperatura de la solución rica a la entrada del generador
- [Tgeo] - temperatura de la solución pobre a la salida del generador

Figura 4-13. Localización de las sondas de temperatura adicionales en la enfriadora por absorción.

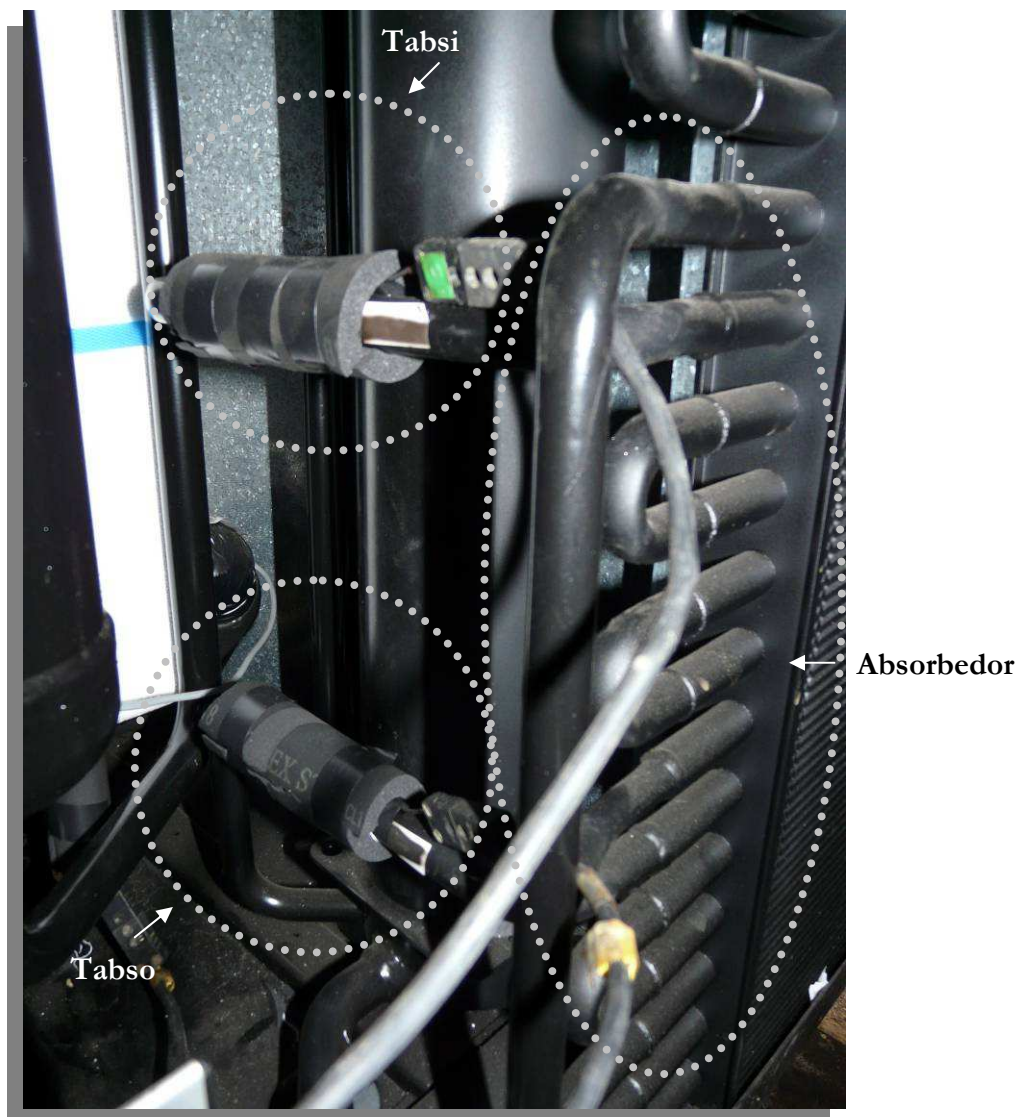


Figura 4-14. Sensor de temperatura de la solución rica a la entrada y salida del absorbedor en el interior de la enfriadora por absorción.

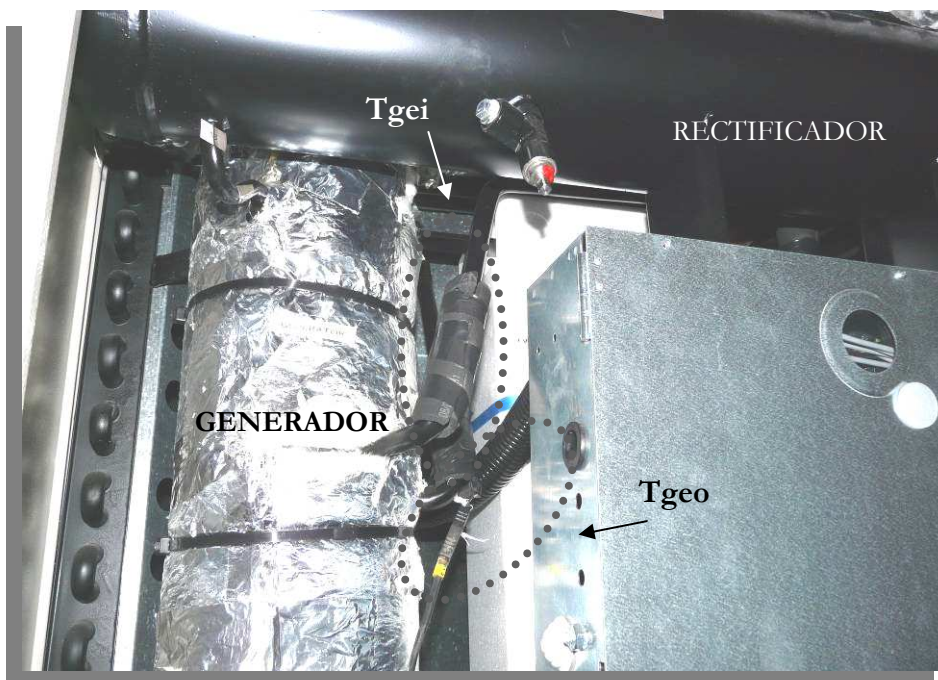


Figura 4-15. Sensor de temperatura del refrigerante a la entrada y salida del generador en el interior de la enfriadora por absorción.

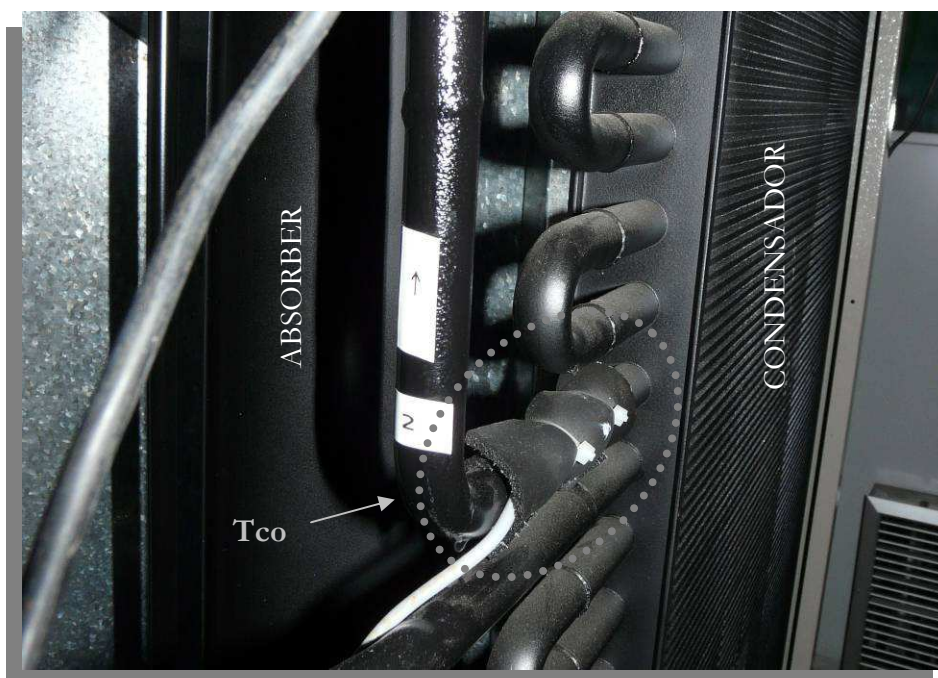


Figura 4-16. Sensor de temperatura del refrigerante a la salida del condensador en el interior de la enfriadora por absorción.

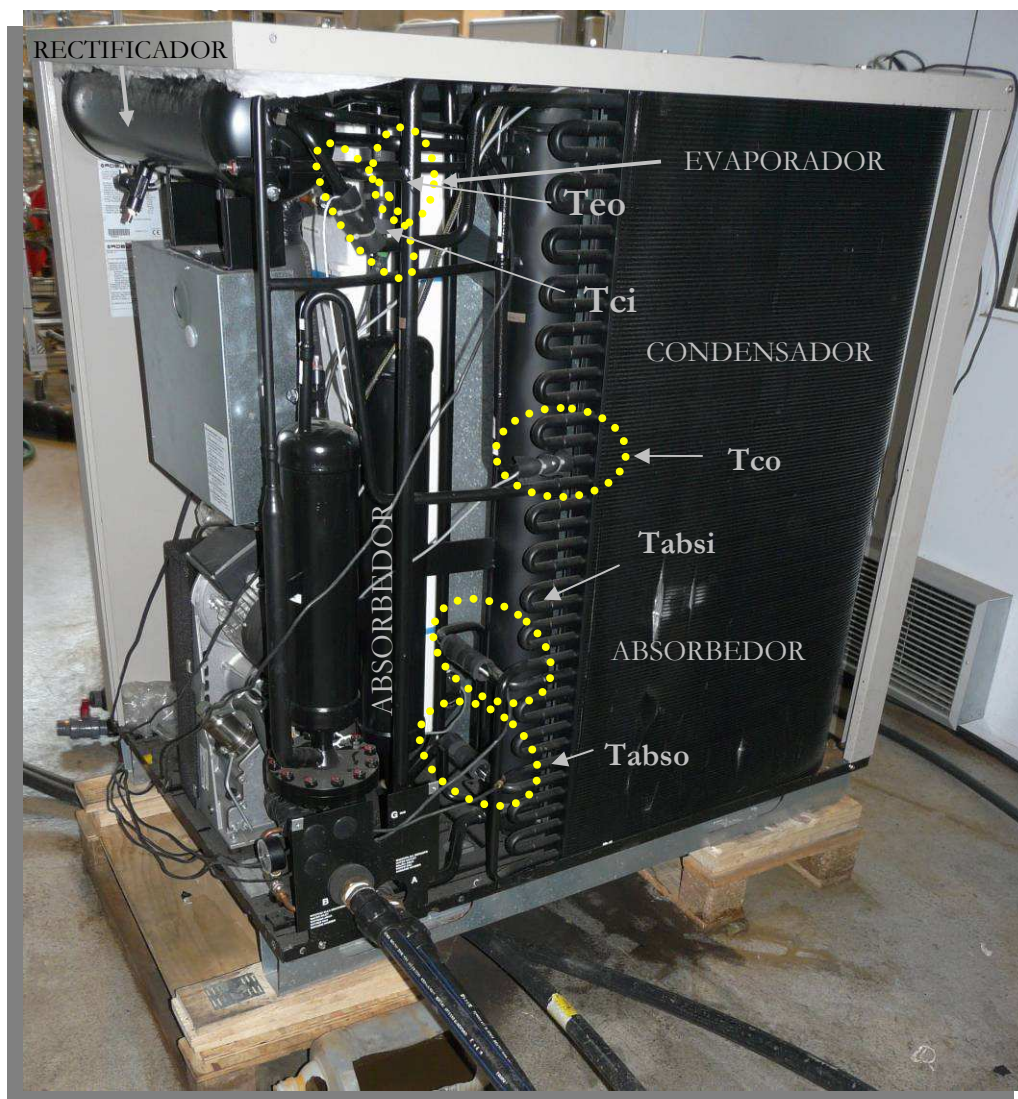


Figura 4-17. Sensores de temperatura en el interior de la enfriadora por absorción.

### Caudalímetro aceite térmico

El caudalímetro seleccionado para la medición del caudal de aceite térmico es un caudalímetro de área variable con cono metálico Krohne H250/RR/M9 DN25 de acero inoxidable. La transmisión de los datos se realiza mediante un transmisor ESK II con tecnología de dos hilos de 4 ... 20 mA.

Los rangos de operación del caudalímetro se sitúan entre 0 y 3500 l/h (tabla 4-3) siguiendo la recomendación del fabricante de la enfriadora por absorción.



Figure 4-18. Caudalímetro para aceite térmico de área variable Krohne H250/RR/M9 DN 25.

Tabla 4-3. Características técnicas del caudalímetro de aceite térmico.

<b>Rango caudal</b>	0 – 3500 l/h
<b>Rango temperatura</b>	195°C ... + 300°C
<b>Temperatura ambiente</b>	-40°C ... + 120°C
<b>Precisión</b>	1.6 acc. a la directiva VDI / VDE 3513
<b>Material</b>	Acero inoxidable

El caudalímetro de aceite térmico se encuentra situado a la salida de la bomba de aceite. En las figuras 4-19, se observa el caudalímetro instalado en el circuito de aceite térmico.

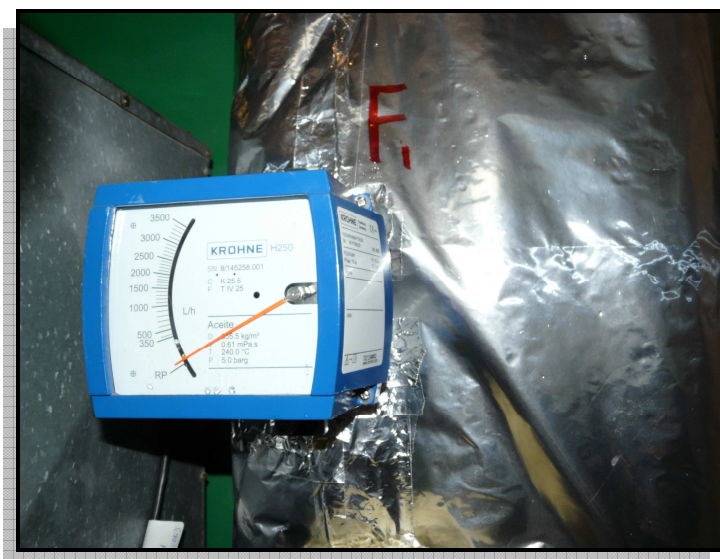



Figura 4-19. Caudalímetro instalado en el circuito de aceite del sistema de trigeneración

### Transmisor de presión para aceite térmico

La presión en el circuito de aceite térmico es de unos 2 bar y no debe exceder de 5 bar (tabla 4-4). La medida de la presión del circuito de aceite térmico se envían al control mediante un transmisor Bourdon-haenni E910.

Tabla 4-4. Especificaciones técnicas del transmisor de presión de aceite térmico en condiciones nominales a temperatura ambiente de 20°C.

<b>Rango de presión</b>	0...5 bar	
<b>Error estático</b>	0,2% typ. / 0,3% max. BFSL	
<b>Temperatura de operación</b>	-25...85°C	

El transmisor de presión del circuito de aceite térmico se instaló en la tubería de retorno del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico a la enfriadora por absorción. En la figura 4-20 se observa como el transmisor de presión requiere de un sifón distanciador para reducir la temperatura del aceite puesto que la temperatura de operación del transmisor no puede superar los 85°C y el aceite térmico puede llegar a una temperatura de 250°C.



Figura 4-20. Transmisor de presión de aceite térmico instalado en el sistema de trigeneración.

### **Caudalímetros de los circuitos de agua del banco de pruebas multifuncional**

En los circuitos de agua del banco de pruebas multifuncional se instalaron caudalímetros magnéticos Krohne Optiflux 1300 C/D, con una precisión de un 0,2%. Los caudalímetros electromagnéticos son adecuados para fluidos con una cierta conductividad mínima (como el agua). La ausencia de elementos mecánicos aporta una pérdida de carga insignificante y un riesgo de obstrucción nulo, entre otras ventajas.

### **de gases de escape**

Para medir la composición de los gases de escape se ha utilizado un analizador de gases Testo 335 V1.24.



Figura 4-21. Analizado de gases Testo 335 V1.24.

Los parámetros medidos con el analizador de gases son: CO [ppm], CO<sub>2</sub> [%], O<sub>2</sub> [%], temperatura gases de escape [°C], temperatura ambiente [°C] y Lambda (exceso de aire).

Tabla 4-5. Características de la medición de gases de escape con el analizador

	Medición temperatura	Mediciones O <sub>2</sub>	CO (H <sub>2</sub> compensado)	CO <sub>2</sub>
Rango de medición	-40 a +1200 °C	0 a +25 Vol. % O <sub>2</sub>	0 a +500 ppm CO	0 a CO <sub>2</sub> max Vol. % CO <sub>2</sub>
Temperatura exterior	-25...85°C			
Precisión		±0.8% de fsv (0 a +25 Vol.% O <sub>2</sub> )	±5% de mv (+40 a +500 ppm CO) ±2 ppm CO (0 a +39.9 ppm CO)	Calculado de O <sub>2</sub>
Resolución	0 a 99.9 %	0.01 Vol. % O <sub>2</sub> (0 a +25 Vol. % O <sub>2</sub> )	0.1 ppm CO (0 a +500 ppm CO)	0.01 Vol. % CO <sub>2</sub>

La toma de datos de las emisiones de los gases de escape se realiza en la chimenea de salida del sistema de trigeneración a la salida de la caldera de recuperación de calor. Para más información véase Anexo D.3.

#### 4.4.2. Sistema de control

El sistema de trigeneración integra tres sistemas de control: 1) el sistema de control específico de la MTG; 2) el sistema Scada del banco de ensayos y 3) el sistema de control Agilent.

1. Sistema de control de la microturbina de gas. La MTG dispone de un software específico para el control y la adquisición de las variables internas de la microturbina. El armario de control de la microturbina lleva incorporada la conexión para PC. La secuencia para activar la adquisición de datos de la microturbina se muestra en el Anexo D.4.
2. Sistema SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) del banco de ensayos. El banco de pruebas del CREVER-URV está equipado con un sistema de control SCADA que recoge las variables propias del sistema de trigeneración y las variables de los circuitos de agua del banco de pruebas multifuncional. En la figura 4-22 se muestra el sinóptico del SCADA que incorpora la conexión de la microturbina con el banco de pruebas multifuncional y se detallan las variables que se registran.

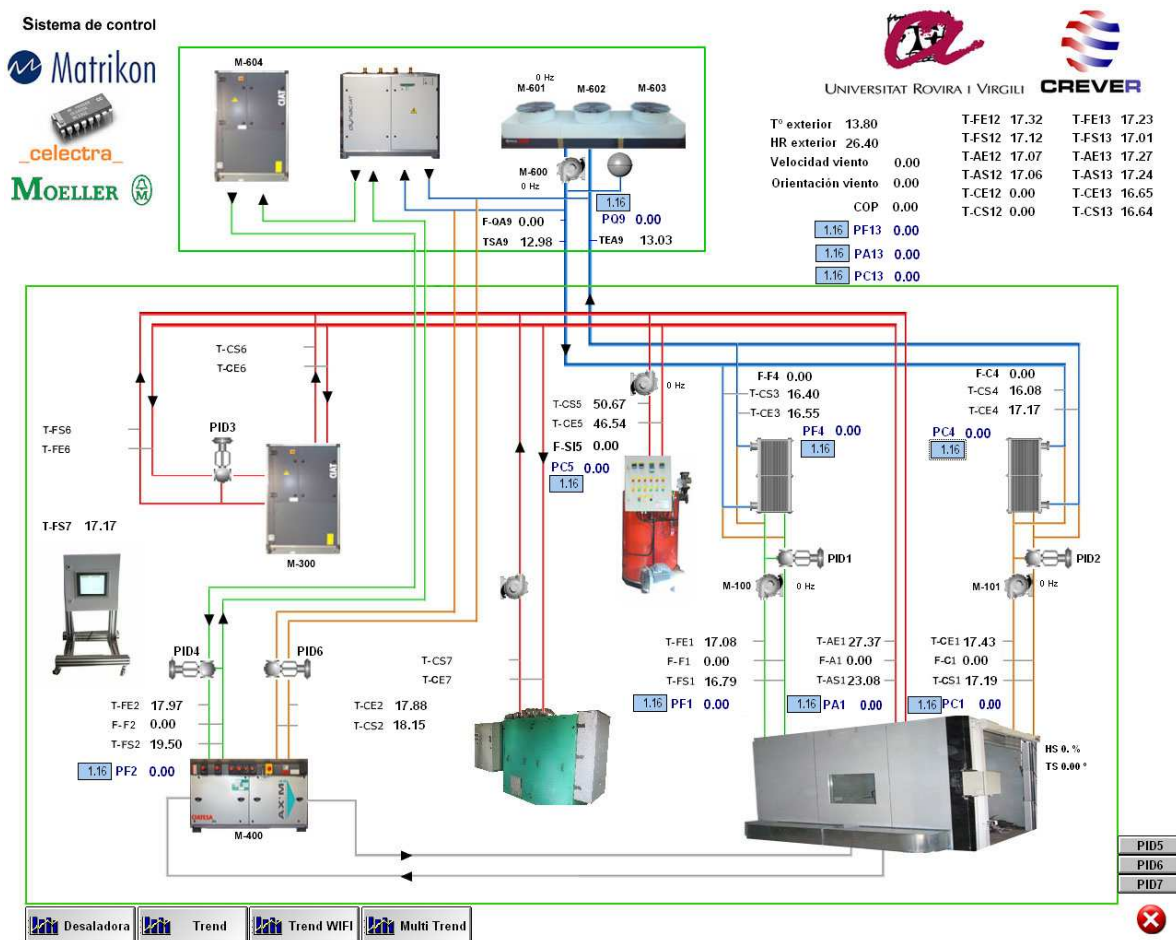


Figura 4-22. Sinóptico del sistema de control SCADA del banco de pruebas multifuncional CREVER-URV.

3. Sistema de control Agilent para la adquisición de las temperaturas internas de la enfriadora por absorción.

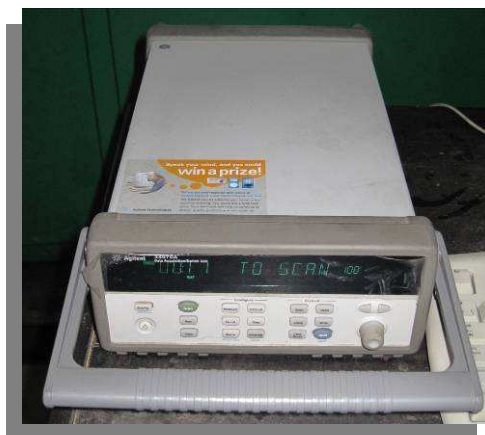


Figura 4-23. Equipo de captación de datos Agilent.

Los tres sistemas de control deben estar sincronizados, por lo que la diferencia horaria entre los tres PC se tuvo en cuenta en el momento de realizar el volcado de los datos en un único archivo. La adquisición de datos se realizó a intervalos de un minuto.

## **4.5. Protocolo de puesta en marcha**

El establecimiento de un protocolo de puesta en marcha es muy importante para evitar un mal uso de la instalación y posibles deterioros en los componentes tanto del sistema de trigeneración como del banco de ensayos.

Se han definido dos protocolos de actuación: uno para el sistema de trigeneración y otro para la interacción del sistema con el banco de ensayos.

### **4.5.1. Puesta a punto del sistema de trigeneración en el banco de ensayos**

El sistema de trigeneración se testeó en el banco de ensayos multifuncional del CREVER-URV entre noviembre de 2008 a marzo de 2009.

Durante el período de pruebas del sistema de trigeneración, otros equipos fueron testeados en el mismo banco de ensayos, por este motivo fue muy importante seguir el protocolo de puesta a punto del banco de ensayos cada vez que se iniciaban las pruebas y alinear correctamente todas las válvulas del banco.

A continuación se detalla el protocolo a seguir y chequear antes de arrancar el sistema:

1. Alinear las válvulas de los circuitos de agua del banco de ensayos en modo trigeneración.
2. Revisar que el sistema de control del banco de ensayos esté operativo.
3. Poner en marcha el módulo hidráulico, la bomba de calor y el disipador de calor en el sistema de control del banco de ensayos.
4. Poner en marcha la bomba de los circuitos de agua caliente y agua fría (B1 y B2) (véase figura 4-5).

### 4.5.2. Puesta en marcha del sistema de trigeneración

El sistema de trigeneración se diseñó para poder operarse en dos modos de operación: cogeneración y trigeneración. Por este motivo es importante asegurarse que todos los componentes están en la posición correcta. Un error en la posición de las válvulas del sistema puede llegar a dañar gravemente el sistema.

El protocolo de puesta en marcha del sistema en modo trigeneración es el siguiente:

1. Revisión de todas las válvulas del circuito de aceite térmico. Todas las válvulas deben estar abiertas (V1, V2, V3, V4, V5 y V6), excepto la válvula de purga (V8) y la válvula de llenado (V7) (véase figura 3-23).
2. Revisar las válvulas del circuito de gases de escape. Las válvulas VA y VB, deben estar abiertas y VC cerrada (véase figura 3-23). El control de esta parte del protocolo es muy importante y debe prestarse especial atención debido al peligro que puede causar una sobrepresión a la salida de la microturbina en el caso de dejar las VA y VC cerradas mientras la microturbina esté funcionando. En este caso se podrían producir graves consecuencias en los componentes de la microturbina de gas. De todas formas, en el caso de no realizar correctamente la alineación, existe la seguridad del presostato de los gases de escape que detendría la microturbina.
3. Chequear la conexión entre la microturbina de gas y el PC en el software de la MTG. La comunicación debe estar encendida (en verde) y el sistema en modo de grabación de datos.
4. Poner en marcha la bomba de aceite térmico
5. Poner en marcha la microturbina de gas a la potencia seleccionada.
6. El sistema necesita alrededor de una hora para alcanzar la temperatura mínima de operación de la enfriadora por absorción. El sistema puede producir electricidad y agua caliente a partir del momento en que la microturbina se pone en marcha, pero tarda aproximadamente una hora en producir agua fría. La figura 4-24 muestra el tiempo necesario desde la puesta en marcha de la microturbina (punto 1) hasta que la temperatura del aceite térmico alcanza los 245°C (punto 2). En este momento se pone en marcha la enfriadora por absorción, disminuyéndose la temperatura del aceite térmico hasta que se estabiliza a unos 200°C (Punto 3).

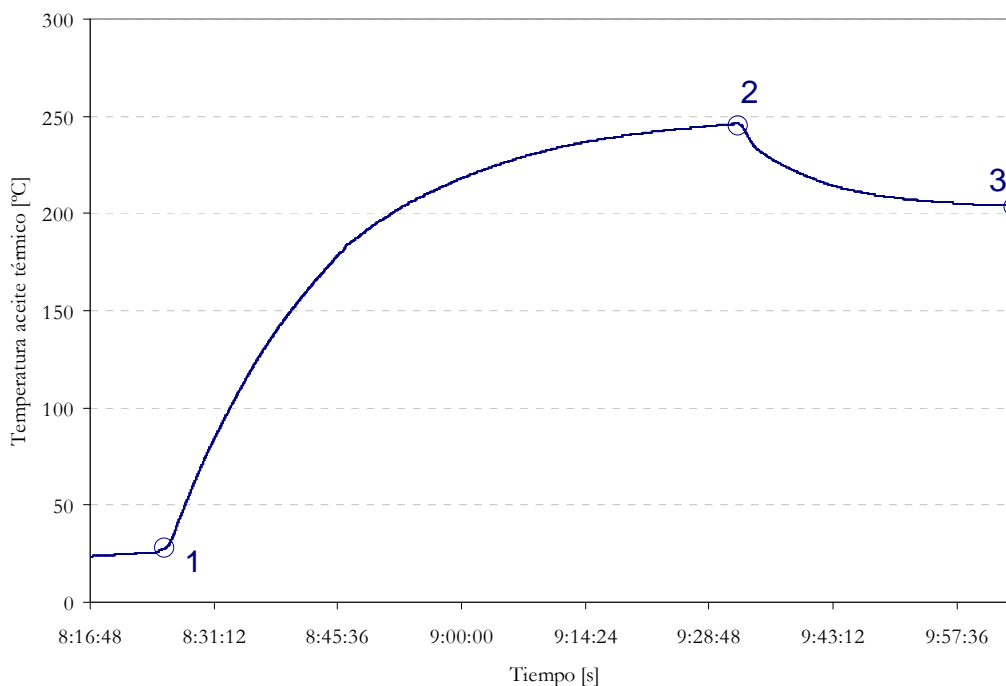


Figura 4-24. Perfil de la temperatura del aceite térmico durante la puesta en marcha (18/03/09 - 23kW).

## 4.6. Detección del estado estacionario

Esta sección presenta la metodología usada en este estudio para detectar la consecución del estado estacionario en las diferentes pruebas realizadas. Cada cambio de variable implica un espacio de tiempo en el que las variables oscilan hasta estabilizarse.

En la literatura consultada, la mayoría de los modelos de estado estacionario se han aplicado para la detección y diagnóstico de errores [113, 114, 115, 116, 117]. En esta tesis, el objetivo es identificar el período de estado estacionario del sistema de trigeneración durante las pruebas y detectar las variables que requieren más tiempo para estabilizarse. En este estudio se ha utilizado la metodología de Kim M. y otros [114] denominada de ventana móvil para la detección del estado estacionario.

Es importante definir cuando se considera el sistema en estado estacionario, pues realmente, ninguna variable del sistema es estacionaria y sus lecturas oscilan en el tiempo. Para ello será necesario establecer los límites de oscilación que los valores de las variables no pueden superar durante un período de tiempo predefinido, referido como ventana temporal, para poder validar el estado estacionario. La varianza o desviación estándar es

uno de los parámetros más usados para identificar los límites en que las variables medidas estarían en estado estacionario.

La ventana temporal se mueve con el tiempo y los parámetros del sistema se actualizan continuamente y quedan memorizados, véase figura 4-25 [135].

En cada instante  $k$ , el modelo calcula la desviación estándar de las últimas  $n$  muestras de una secuencia de datos,  $x_i$ ,

$$\bar{x}_k = \frac{1}{n} \sum_{i=k-n+1}^k x_i \quad (47)$$

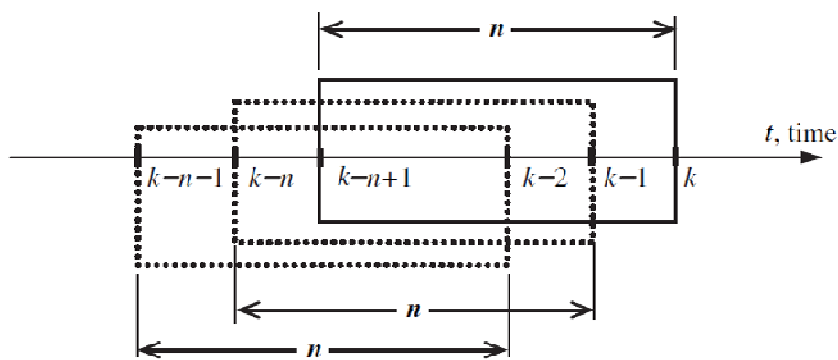


Figura 4-25. Ventana móvil de  $n$  datos en un período de tiempo  $k$ .

En cada instante, una ventana móvil de  $n$  valores se usa para calcular la media de la secuencia de datos siguiente,

$$\bar{x}_k - \bar{x}_{k-1} = \frac{1}{n} \left[ \sum_{i=k-n+1}^k x_i - \sum_{i=k-n}^{k-1} x_i \right] = \frac{1}{n} [x_k - x_{k-n}] \quad (48)$$

$$\bar{x}_k = \bar{x}_{k-1} + \frac{1}{n} [x_k - x_{k-n}] \quad (49)$$

La varianza de la ventana móvil se define como,

$$v_k = \frac{1}{n} \sum_{i=k-n+1}^k (x_i - \bar{x}_k)^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=k-n+1}^k x_i^2 - \bar{x}_k^2 \quad (50)$$

$$v_k = v_{k-1} + \frac{1}{n} (x_k^2 - x_{k-n}^2) - (\bar{x}_k^2 - \bar{x}_{k-1}^2) \quad (51)$$

Obteniendo finalmente la desviación estándar de la ventana móvil (ecuación 52).

$$\sigma_k = \sqrt{v_k} \quad (52)$$

La desviación estándar identifica los períodos de operación del sistema de trigeneración en los que las variables seleccionadas como representativas, tras un cambio de condiciones del sistema, se estabilizan y alcanzan el estado estacionario.

#### **4.6.1. Selección de variables para realizar la detección del estado estacionario**

En este estudio las variables de interés son en primer lugar, las que indican el inicio del estado estacionario, es decir, las variables que mas tardan en estabilizarse tras un cambio en el sistema y en segundo lugar, las que indican el final del estado estacionario, éstas son las variables modificadas durante el ensayo.

La selección de las variables de referencia para la detección del estado estacionario se realizó a partir de los resultados de tres ensayos en los que se analizaron todas las variables objeto de estudio. Los ensayos se realizaron los días 13, 18 y 19 de marzo de 2009. El análisis de estos tres ensayos permitió observar el comportamiento de las variables que requerían más tiempo para alcanzar el estado estacionario. Posteriormente la metodología se aplicó a todos los ensayos realizados en el banco.

El 18 de marzo se ensayó la microturbina a diferentes cargas (23 kW, 22 kW, 20 kW, 18 kW, 16 kW, 14 kW, 12 kW, 10 kW, 8 kW, 6 kW) para una temperatura de agua fría a la salida de la enfriadora por absorción fijada a 8°C y temperaturas de la cámara climática entre 25°C y 35°C. En este ensayo la variable que más tardó en estabilizarse fue la temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de calor de aceite térmico (tas). En la figura 4-26 se muestra el comportamiento de las variables al pasar de una potencia eléctrica de 20 kW a 18 kW. En esta figura, se observa como la potencia eléctrica es la primera en estabilizarse en alrededor de 3 segundos, posteriormente se estabiliza el caudal de aceite térmico en unos 300 segundos y la temperatura de los gases de escape en unos 700 segundos. Finalmente el aceite térmico requiere de 2020 segundos para estabilizarse y llegar al estado estacionario.

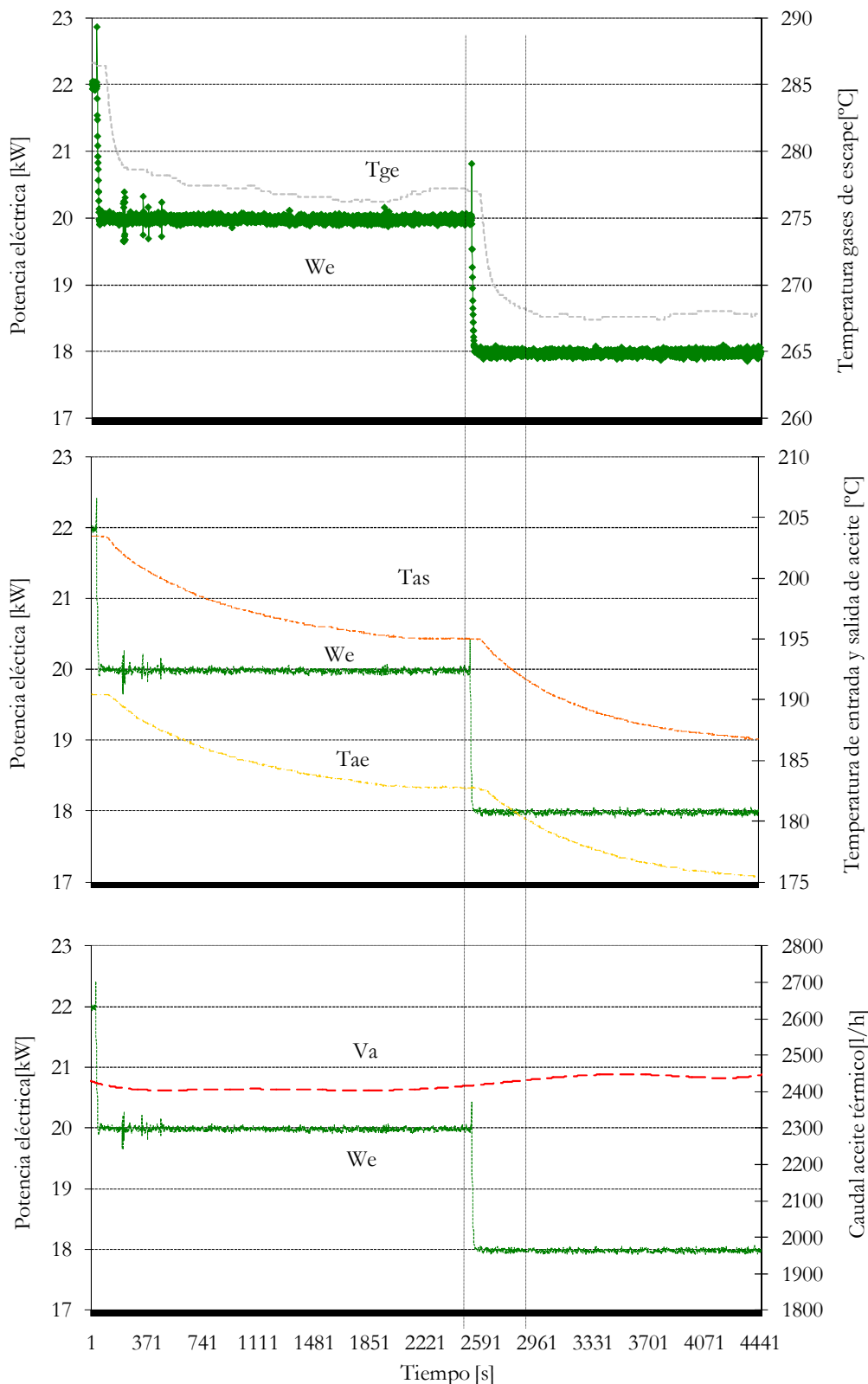


Figura 4-26. Evolución temporal de las temperaturas de gases de escape a la salida de la microturbina ( $T_{ge}$ ), de las temperaturas de aceite térmico a la entrada y salida del intercambiador de calor de aceite ( $T_{ae}$  y  $T_{as}$ ) y el caudal del aceite térmico ( $V_a$ ) para un cambio de potencia eléctrica de 20 a 18 kW.

El mismo procedimiento se realizó para los ensayos realizados el 19 de marzo en los que se operó el sistema con diferentes caudales del circuito de aceite térmico con la microturbina de gas fijada a una potencia de 20 kW y una temperatura del agua fría a la salida de la enfriadora por absorción fijada en 8°C. En este ensayo se confirma como variable con más inercia térmica y que requiere más tiempo para estabilizarse el aceite térmico a la salida del intercambiador de calor de aceite térmico ( $T_{as}$ ).

El 13 de marzo del año 2009 se ensayó la variación de la temperatura en el interior de la cámara climática (27°C, 32°C, 38°C, 41°C) para diferentes temperaturas de agua fría a la salida de la enfriadora por absorción (8°C, 10°C, 12°C, 15°C, 18°C) con la microturbina fijada a una potencia de 20 kW. En este ensayo la variable que más tardó en estabilizarse fue la temperatura del agua fría a la salida de la enfriadora por absorción ( $T_{afs}$ ).

Las variables seleccionadas para determinar el final de un período de inestabilidad y por lo tanto la detección del estado estacionario fueron: la temperatura del agua fría a la salida de la enfriadora por absorción ( $T_{afs}$ ) y la temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico ( $T_{as}$ ). En cada uno de los ensayos además se debe observar la variable que se pretenda modificar como indicador del inicio del período de inestabilidad.

Definidas las variables de referencia, se determinaron los límites de las variables seleccionadas entre los cuales se considera que la variabilidad de los valores está dentro del rango considerado como estado estacionario. En caso de reducir mucho la desviación estándar, la detección del estado estacionario será muy restrictiva, pero se puede estar dejando fuera períodos en los que los valores adquiridos fuesen aceptables para el objetivo de la investigación. En contraste, si se amplían los límites, se pueden incluir datos transitorios o anomalías.

Para determinar los límites de las variables para un estado estacionario del sistema de trigeneración se analizaron los datos recogidos durante 10 minutos tras operar el sistema durante una hora en estado estacionario con la microturbina de gas operando a 20 kW y la temperatura de agua fría fijada a 8°C.

La figura 4-27 muestra la fluctuación de las variables y los límites para la detección del estado estacionario situados a una desviación estándar  $\pm\sigma$  y  $\pm 3\sigma$  (véase tabla 4-6). En esta figura, se observa como el uso de una desviación estándar ( $\pm\sigma$ ) es demasiado restrictivo y es posible que elimine periodos de tiempo en estado estacionario, por ese motivo se

seleccionó la limitación de  $\pm 3\sigma$ , la cual es suficientemente restrictiva para eliminar los períodos de cambio de tendencia y admite pequeñas fluctuaciones de las variables durante períodos estacionarios.

Tabla 4-6 – Desviación estándar de las variables de referencia para el análisis del estado estacionario promedio de los tres días tipo seleccionados.

	Indicadores de fin de estado estacionario (variables controladas)			Indicadores de inicio de estado estacionario (variables con mayor inercia)	
	We [W]	Tafe [°C]	Va [l/h]	Tas [°C]	Tafs [°C]
<b>Rango (entre el valor máximo y el mínimo)</b>	923	0,28	120	0,30	0,40
<b>Desviación estándar, s</b>	49,85	0,07	17,84	0,08	0,09
<b>Desviación estándar, 3s</b>	149,55	0,22	53,53	0,23	0,27

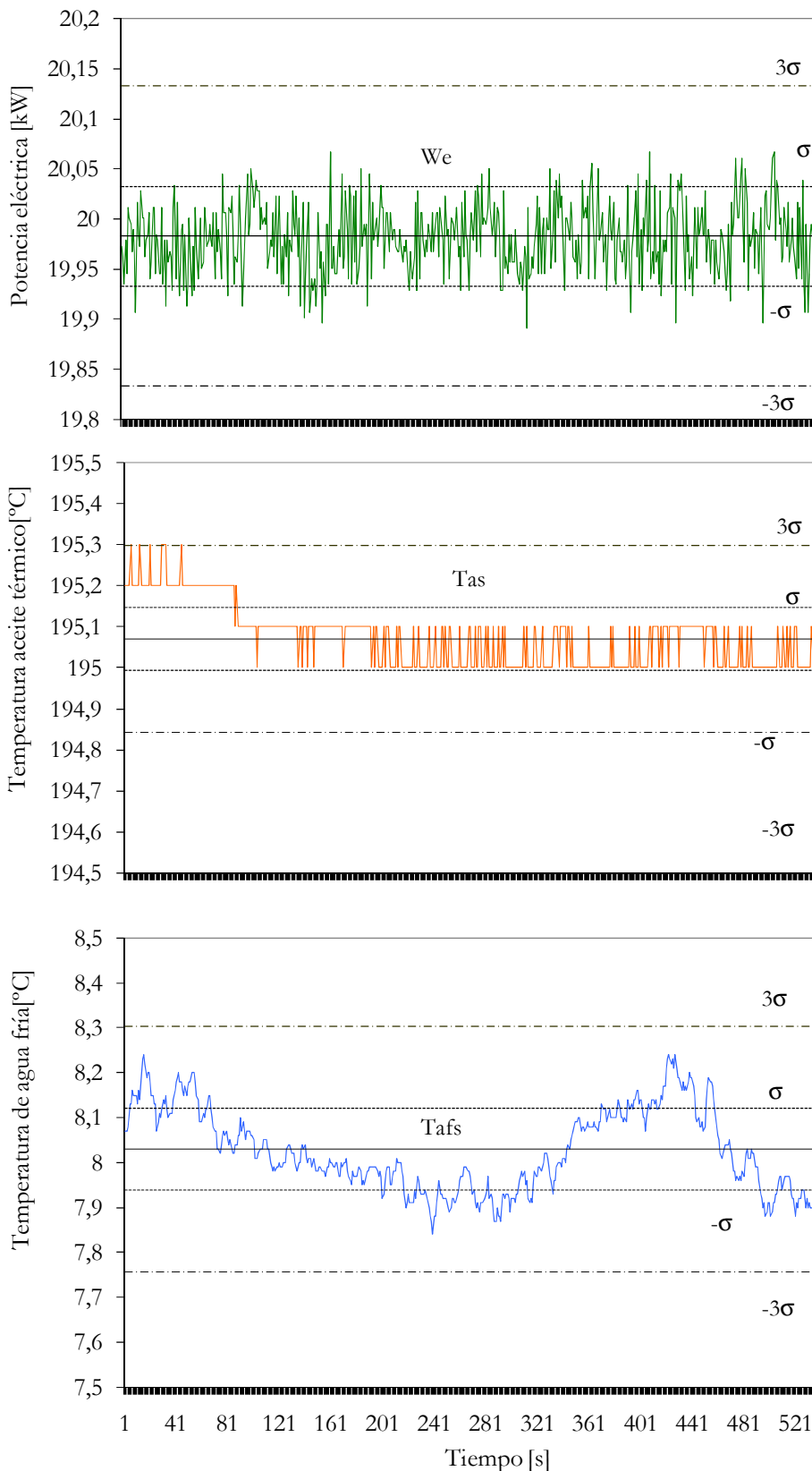


Figura 4-27. Rangos límites de las variables de referencia: potencia eléctrica, temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador y temperatura del agua a la salida de la enfriadora por absorción durante un período de 10 minutos en estado estacionario

#### 4.6.2. Detección de la ventana óptima

Definidas las variables de referencia para la determinación del estado estacionario y el rango límite aceptable de 3 desviaciones estándar, quedaba por definir el tamaño de la ventana considerada para la detección del estado estacionario. Se consideraron tres posibles tamaños teniendo en cuenta que las variables se recogían cada segundo: 300 datos por ventana (MW300) (5 minutos), 420 datos por ventana (MW420) (7 minutos) y 600 datos por ventana (MW600) (10 minutos).

Para determinar el tamaño óptimo de la ventana se seleccionó, la temperatura del aceite térmico ya que, como se ha comentado anteriormente es la variable que presenta una mayor inercia. La figura 4-28A muestra el comportamiento de la temperatura del aceite térmico ( $T_{as}$ ) al cambiar la potencia eléctrica ( $We$ ) de 20 a 18 kW. En la figura 4-28B se muestra la desviación estándar de las diferentes ventanas móviles propuestas para la temperatura del aceite térmico (considerando una desviación estándar de  $\pm 3\sigma$ ) en función del tiempo. La línea vertical de la figura 4-28 muestra el momento a partir del cual se considera válido el estado estacionario alcanzado en aproximadamente 33 minutos y 40 segundo, correspondiéndose a una ventana móvil de 420 datos por ventana (7 minutos) como el tiempo óptimo de análisis para el cálculo del estado estacionario. La selección de una ventana inferior, VM300, detectaría el estado estacionario antes de los 33 minutos. El uso de ventanas más grandes, como el caso de VM600, sería aceptable, pero el objetivo es determinar el tamaño mínimo de la ventana con el objetivo de aprovechar el máximo número de datos y reducir el tiempo de los ensayos.

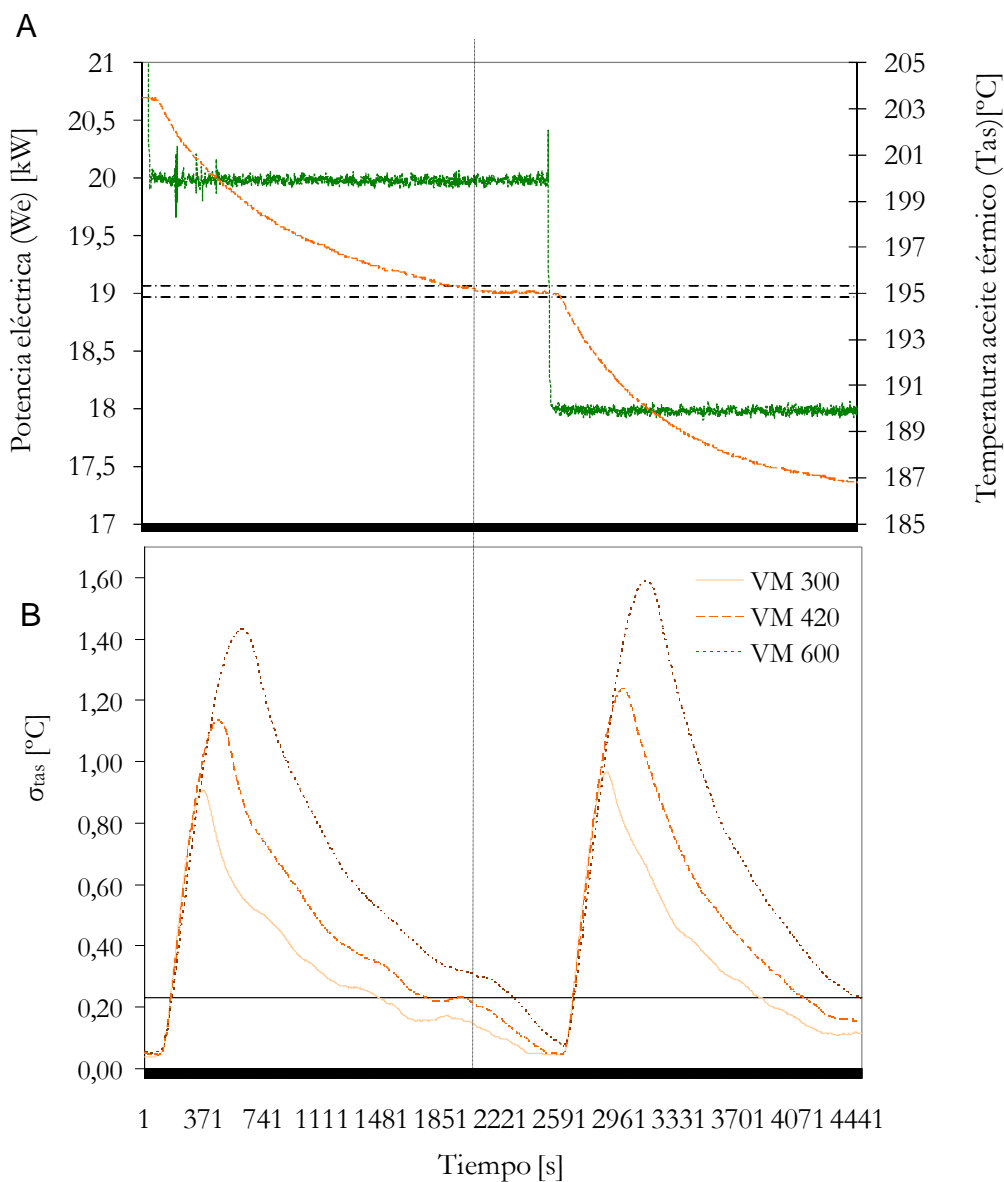


Figura 4-28. Tamaño de las ventanas móviles considerando la temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de aceite.

## 4.7. Caracterización del sistema de trigeneración

La determinación de las prestaciones del sistema de trigeneración en condiciones diferentes a las nominales en el banco permitieron conocer la operación del sistema en función de: la producción eléctrica de la microturbina de gas (a plena carga y a carga parcial), la temperatura del agua fría producida; la temperatura exterior de la enfriadora por absorción,

el caudal de aceite térmico y finalmente a pesar de no ser una variable controlable, se pudo establecer el efecto de la temperatura ambiente a partir de los datos adquiridos durante el período de ensayos.

#### **4.7.1. Microturbina de gas a plena carga y a carga parcial**

En el banco de pruebas multifuncional se ensayó el sistema de trigeneración a plena carga y a distintas cargas parciales variando la potencia de la microturbina.

Las pruebas que se llevaron a cabo para el análisis del sistema de trigeneración en función de la potencia eléctrica de la microturbina de gas fueron las siguientes:

- se fijó una demanda de potencia a la microturbina a plena carga (30 kW) para determinar la potencia máxima que podía alcanzar la microturbina debido a la pérdida de carga que representaban todos los componentes añadidos, principalmente el intercambiador de calor de aceite. La prueba se realizó varios días para observar el efecto que podía tener la temperatura ambiente.
- en segundo lugar el 18 de marzo del 2009 se testeó la microturbina a diferentes cargas, se inició a plena carga y se fue reduciendo la potencia en 2 kW hasta alcanzar 4 kW.

#### **Potencia máxima de la microturbina**

Según los datos técnicos nominales de la microturbina alimentada con gas natural a baja presión, la potencia eléctrica máxima en condiciones ISO (temperatura exterior 15°C y a nivel del mar) es de 28 kW. En el capítulo 2 se calculó la potencia nominal teórica para el sistema de trigeneración teniendo en cuenta la contrapresión de los componentes incorporados a la salida de los gases de escape.

El hecho de que inicialmente existan valores negativos de potencia eléctrica (véase figura 4-29) es debido a que la microturbina consume electricidad para el control del sistema y para el accionamiento del compresor antes del proceso de ignición de la MTG, por lo que inicialmente necesita consumir electricidad de la red. En segundo lugar, se observa que el tiempo transcurrido entre la puesta en marcha de la microturbina de gas y la estabilización de la producción eléctrica es de apenas siete minutos.

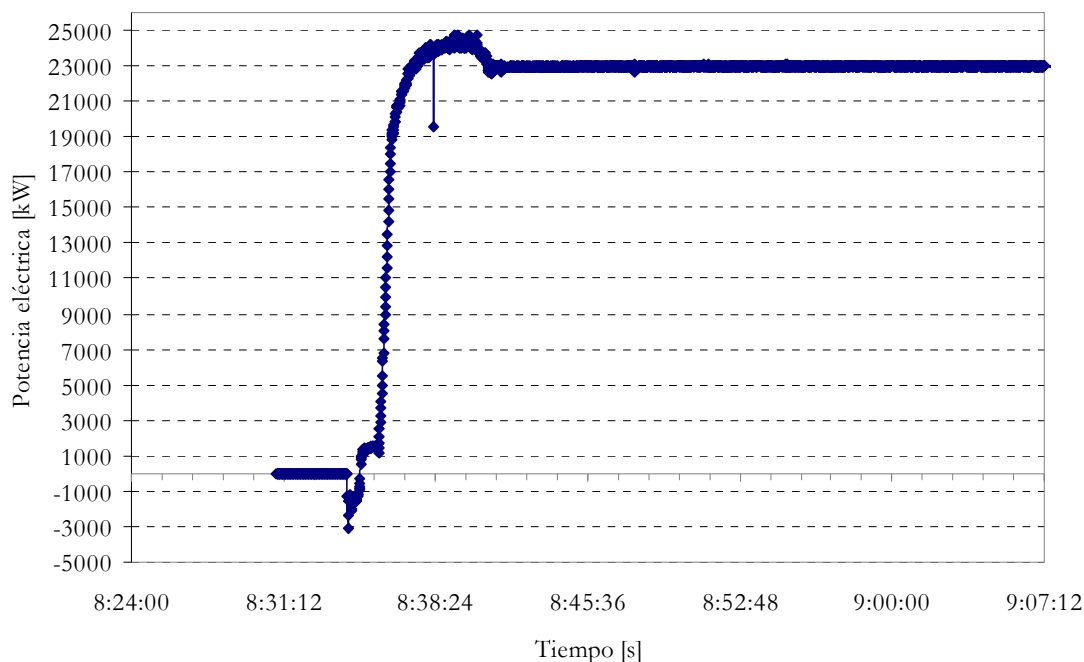


Figura 4-29. Potencia máxima (24,74 kW) alcanzada por el sistema de trigeneración en el momento de la puesta en marcha.

La potencia máxima alcanzada por la microturbina durante las pruebas realizadas en el banco de de ensayos fue de 24,74 kW (véase figura 4-29). Las pruebas de puesta en marcha se realizaron en 2009 con una temperatura ambiente de 15,6°C. La diferencia de temperatura entre el aire de entrada a la microturbina y la que finalmente entra en el compresor de la microturbina es de entre 7 y 10 grados centígrados (véase figura 4-30). Esto es debido a que el sistema de enfriamiento del generador eléctrico es por aire, y a pesar de no ser tan efectivo como otros métodos de refrigeración, evita la utilización de otros refrigerantes que implicarían un mayor mantenimiento y complejidad de operación. Este aumento de la temperatura a la entrada del compresor penaliza el rendimiento eléctrico de la microturbina, alcanzando realmente potencias inferiores. Ésta es la temperatura considerada por el fabricante de la microturbina como temperatura ambiente de 26,2°C. Tras los primeros minutos de puesta en marcha, la microturbina acabó estabilizándose a una potencia eléctrica de 22,9 kW – 23 kW. La potencia eléctrica teórica debería ser de 24,6 kW, por lo que hay una pérdida de 1,6 kW entre la potencia teórica y la alcanzada realmente por el sistema, probablemente debido a la alta contrapresión de los equipos situados aguas debajo de la MTG y por la conexión de gases de escape al exterior.

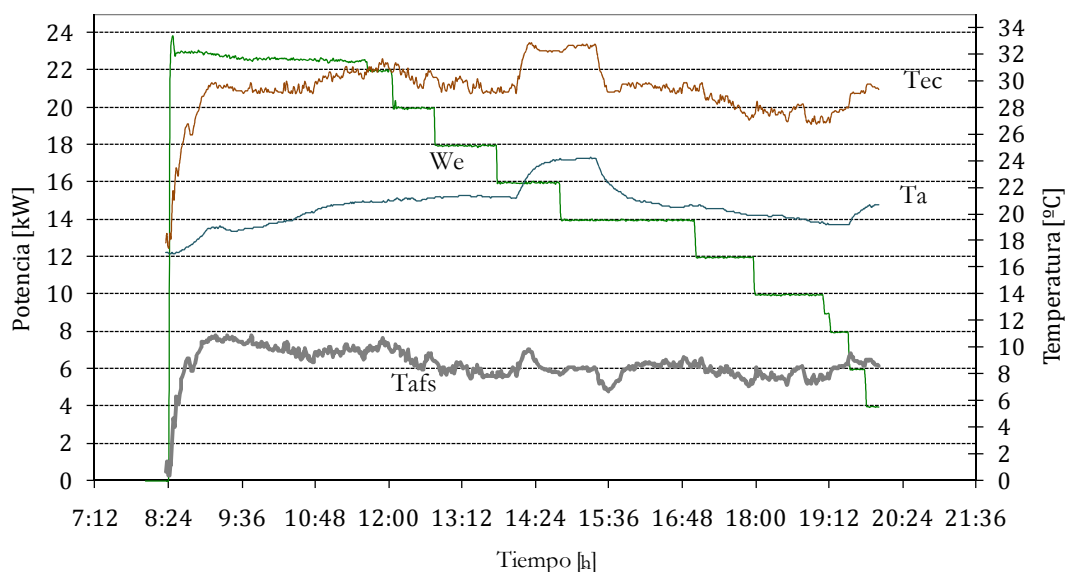


Figura 4-30. Diferencia entra la temperatura ambiente ( $T_a$ ) y la temperatura a la entrada del compresor de la microturbina ( $T_{ec}$ ) para una temperatura del agua fría ( $T_{afs}$ ) de 8°C y para diferentes potencias eléctricas ( $W_e$ ). Datos recogidos el 13 de marzo de 2009.

### Operación de la microturbina a carga parcial

El 18 de marzo de 2009 se realizó el test de la microturbina a carga parcial. Las pruebas se iniciaron con la microturbina a plena carga, reduciéndose la potencia eléctrica en 2 kW hasta alcanzar una producción de 4 kW. La producción de frío se fijó en 8°C.

Las pruebas se iniciaron a las 8:24 con la puesta en marcha de la microturbina a plena carga, alcanzando en este caso una potencia máxima de 23,8 kW. A las 9:30 la temperatura del aceite térmico alcanzó la temperatura de 243,8°C y se puso en marcha la enfriadora por absorción, alcanzando una punta de producción de frío de 19,8 kW. Finalmente, a las 11:20 el sistema se estabilizó en unos valores de entre 22,4 kW y 22,6 kW de potencia eléctrica, una temperatura de aceite térmico a la entrada de la enfriadora de 190,5°C y una potencia de refrigeración de 12 kW.

En la figura 4-31 se muestra la eficiencia térmica del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico en función de la potencia de la microturbina de gas. Esta eficiencia se mueve entre un 97% y 99%. Únicamente parece tener una bajada significativa cuando la producción eléctrica desciende hasta 6 kW.

En la figura 4-32 se muestra el rendimiento eléctrico de la microturbina en función de su potencia. En esta figura se observa una notable reducción del rendimiento eléctrico al disminuir la potencia a la microturbina.

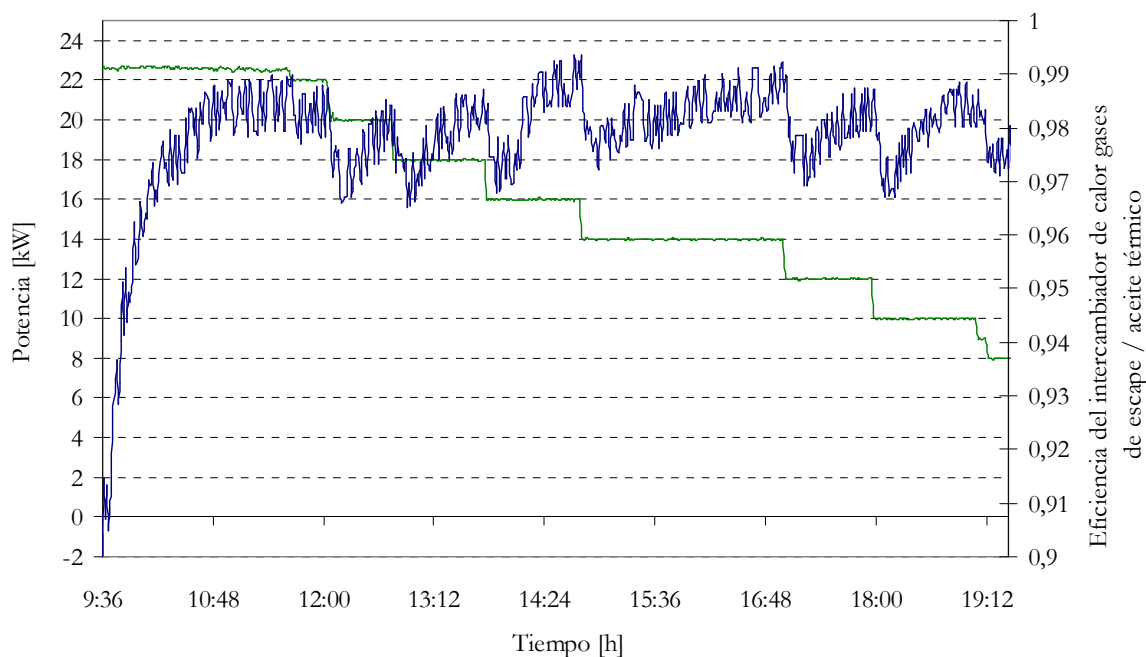


Figura 4-31. Influencia de la potencia eléctrica de la microturbina en la eficiencia térmica del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico.

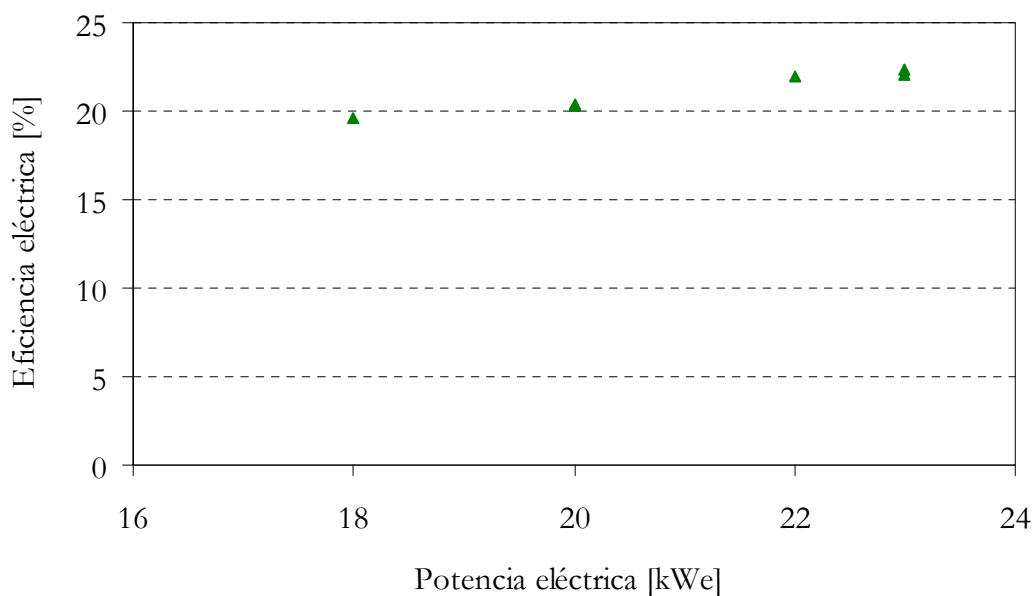


Figura 4-32. Influencia de la potencia eléctrica de la microturbina en el rendimiento eléctrico de la microturbina.

En la figura 4-33, se observa la influencia de la producción eléctrica de la microturbina sobre las variables del sistema de trigeneración: temperatura de los gases de escape a la salida de la microturbina, temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de

calor de aceite y la producción de frío. Se observa como todas las variables siguen claramente el perfil de la producción eléctrica. La disminución de un 6% en la producción eléctrica afecta en una reducción de un 1,8% en la temperatura de salida de los gases de escape, un 2,3% en la temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de aceite (a la entrada de la enfriadora por absorción). El efecto más importante se produce en la producción de agua fría, con una disminución del 4,1%.

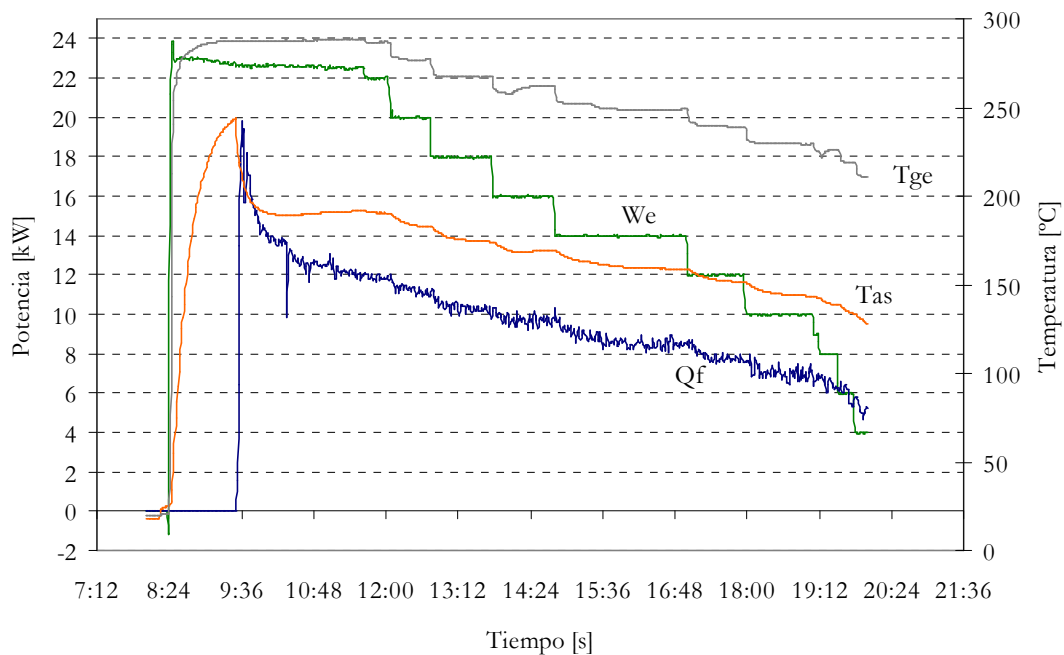


Figura 4-33. Pruebas del sistema de trigeneración a carga parcial en el banco de ensayos. Influencia sobre temperatura de gases de escape ( $T_{ge}$ ), aceite térmico ( $T_{as}$ ) y producción de frío ( $Q_f$ ).

En la figura 4-34A, se observan los perfiles del comportamiento de la temperatura de agua fría a la salida de la enfriadora ( $T_{afs}$ ) y el COP.

El COP es relativamente constante entre potencias eléctricas de 23 kW y 18 kW, oscilando en un rango de 0,64 a 0,7, con un valor promedio de 0,66. A partir de los 16 kW el COP va incrementando las oscilaciones, aunque, incluso con potencias de 6 kW, el valor del COP no desciende de 0,58.

En la figura 4-34B se puede observar como a partir de una potencia eléctrica por debajo de 12 kw, la temperatura del agua fría empiezan a oscilar por encima de los límites marcados de  $\pm 3\sigma$  para considerarse estado estacionario.

Las oscilaciones de la temperatura del agua fría (figura 4-34B) para potencias eléctricas inferiores a 12kW, y la temperatura del aceite térmico por debajo de 150°C (véase figura 4-33) (temperatura límite inferior recomendada por el fabricante de la enfriadora por

absorción), muestran la no conveniencia de operar el sistema de trigeneración por debajo de 12 kW de potencia eléctrica.

No obstante, a pesar de operar en condiciones tan adversas, con una producción de 8°C de agua fría y temperaturas de entrada del aceite térmico por debajo de 150°C la enfriadora por absorción sigue funcionando.

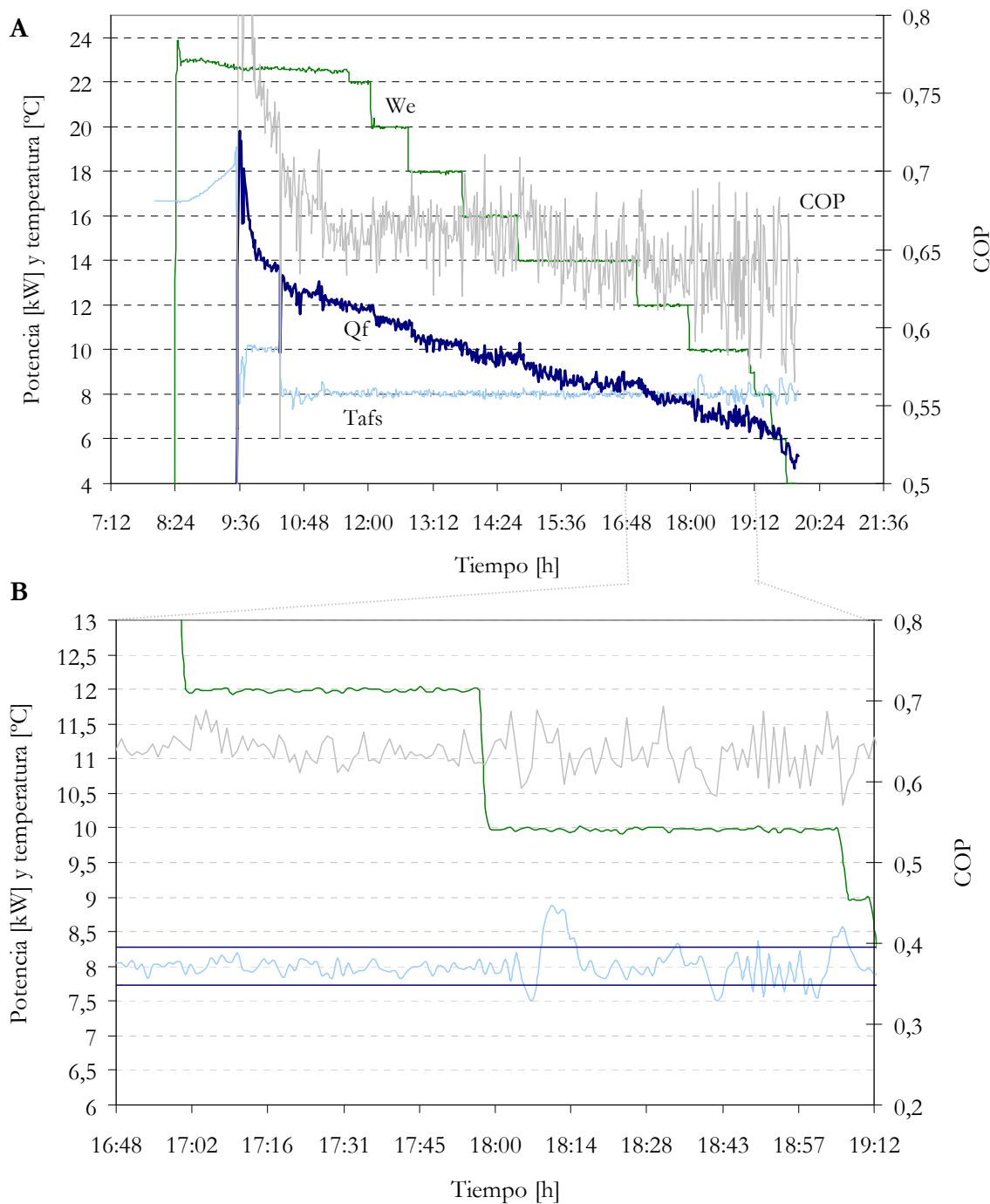


Figura 4-34. Evolución de Tafs, del COP y de la Qf a diferentes potencias eléctricas

### 4.7.2. Prestaciones del sistema de trigeneración en función de la temperatura del agua fría

En las pruebas realizadas se determinó la temperatura mínima que puede alcanzar la enfriadora por absorción y la influencia que puedan tener sobre otras variables del sistema de trigeneración.

#### Temperatura mínima de producción de agua fría

La enfriadora por absorción de la compañía Robur estaba referenciada con un set point mínimo de 7°C, pero debido a oscilaciones en su funcionamiento (véase figura 4-35), la temperatura de operación se recomienda fijarla en 8°C.

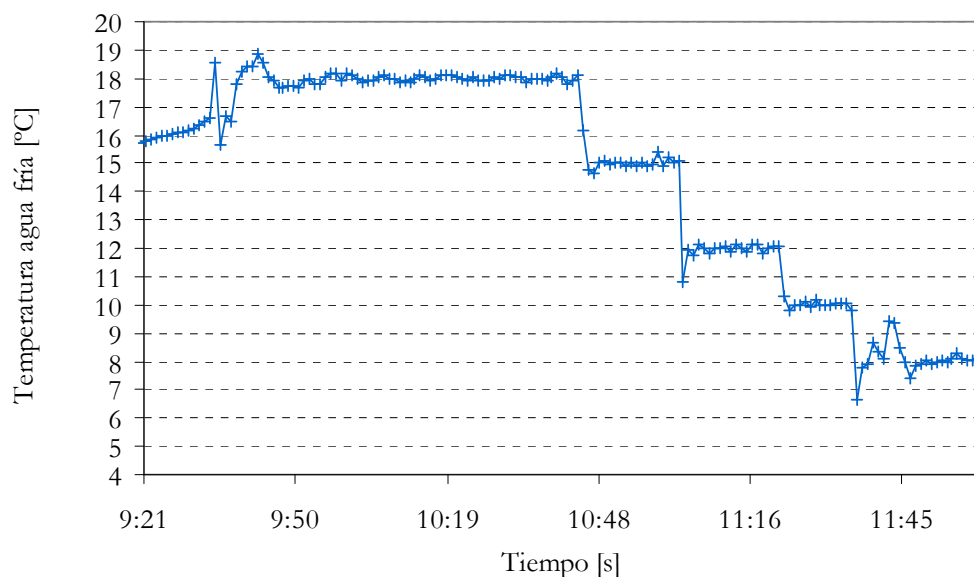


Figura 4-35. Oscilaciones de la temperatura del agua fría a diferentes temperaturas de referencia

#### Potencia de refrigeración y COP de la enfriadora por absorción

En las figuras 4-36 y 4-37 se muestra la potencia de refrigeración y el COP de la enfriadora en función de la temperatura del agua fría producida.

Las pruebas realizadas consistieron en variar el set point de la temperatura del agua fría a la salida de la enfriadora entre 8°C y 18°C para un rango variable de potencias eléctricas (18, 20, 22 y 23 kW) y para un rango de temperaturas en el interior de la cámara climática (28, 32, 38 y 42°C).

La influencia de la temperatura del agua fría demandada sobre la potencia de refrigeración y el COP ha sido analizada ya en diversas ocasiones en artículos relativos a enfriadoras por

absorción y sistemas de trigeneración [118, 119]. Las pruebas realizadas en el banco de ensayos confirman los resultados ya apuntados en estos artículos. En las figuras 4-36 y 4-37 se muestra como el aumento de la demanda de la temperatura de agua fría mejora ligeramente la potencia de refrigeración y el COP de la enfriadora por absorción.

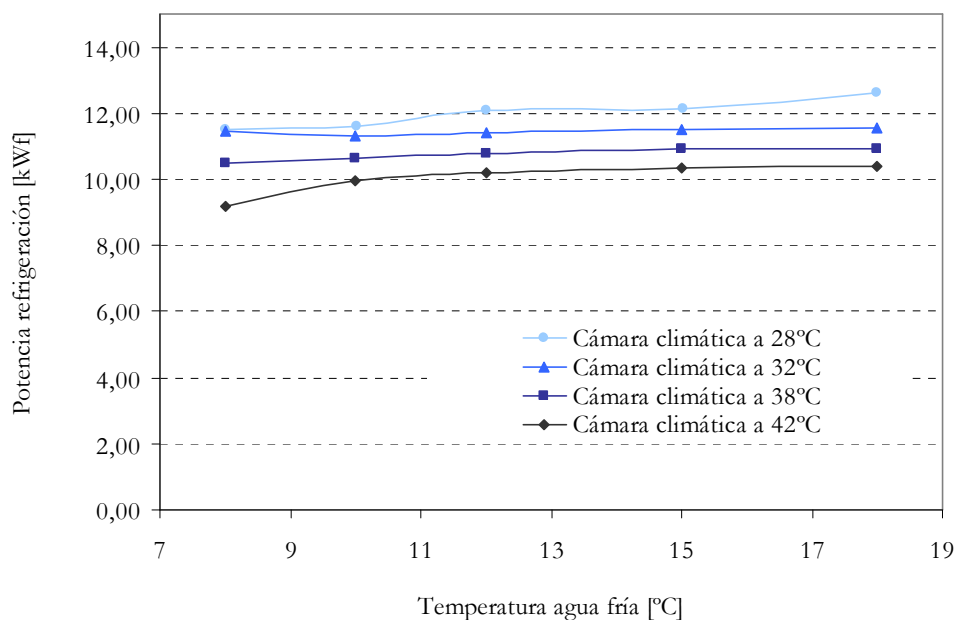


Figura 4-36. Potencia de refrigeración del sistema para diferentes temperaturas de agua fría producida y para diferentes temperaturas ambientes fijando la potencia eléctrica en 20 kW.

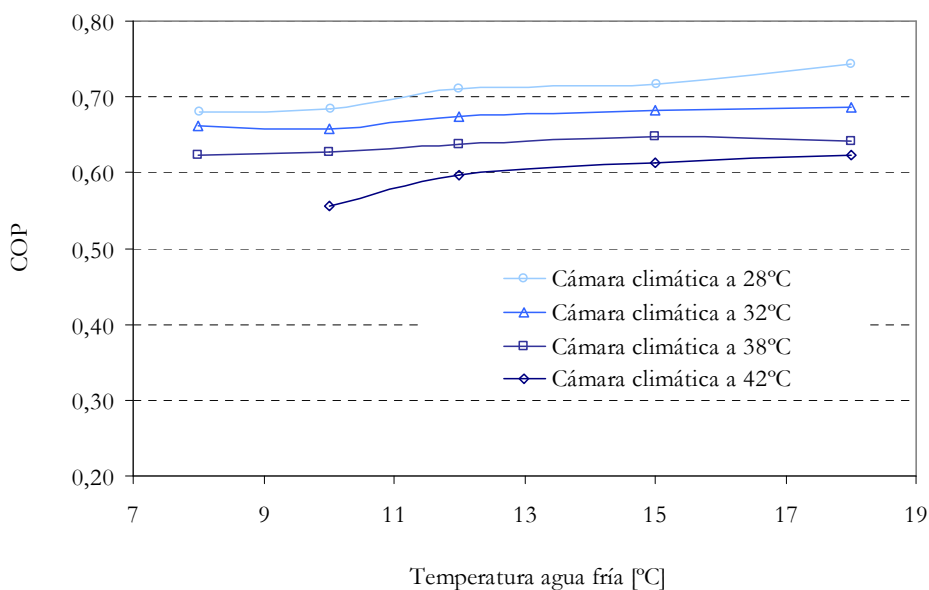


Figura 4-37. COP de la enfriadora por absorción para diferentes temperaturas de agua fría producida y diferentes temperaturas ambientes fijando la potencia eléctrica en 20 kW.

### 4.7.3. Prestaciones de la enfriadora por absorción en función de la temperatura en el interior de la cámara climática

La enfriadora por absorción se instaló en el interior de la cámara climática con el objetivo de poder analizar con más detalle el efecto de la temperatura exterior. En este apartado se analiza la influencia de la temperatura ambiente en la enfriadora por absorción.

Los sistemas de medición utilizados para el análisis de la temperatura interior fueron dos: por un lado se utilizó un instrumento medidor de temperatura TESTO para el control de la temperatura en el interior de la cámara y situado a una distancia de 2 metros de la enfriadora. Y, paralelamente se instalaron sondas PT100 en tres lados de la enfriadora por absorción (parte trasera y dos laterales) para analizar la temperatura en la refrigeración del condensador y del absorbedor (véase figura 4-38). El control de las PT100 se realizó mediante una AGILENT.



Figura 4-38. Enfriadora por absorción en el interior de la cámara climática con medición de temperatura ambiente en la superficie mediante sondas PT100.

#### Temperatura exterior máxima para operar la enfriadora por absorción

La temperatura dentro de la cámara climática se fue incrementando hasta alcanzar temperaturas alrededor de los 43 – 45°C. A partir de estas temperaturas se comprobó que la enfriadora por absorción deja de operar.

### Efecto de la temperatura ambiente en la potencia de refrigeración y COP de la enfriadora por absorción

La figura 4-39 muestra como hasta 36°C la reducción experimentada por la capacidad de refrigeración y el COP de la enfriadora por absorción es muy suave, pero a partir de esta temperatura, la disminución tanto de la capacidad de refrigeración como del COP es mucho más acusada a medida que aumenta la temperatura ambiente.

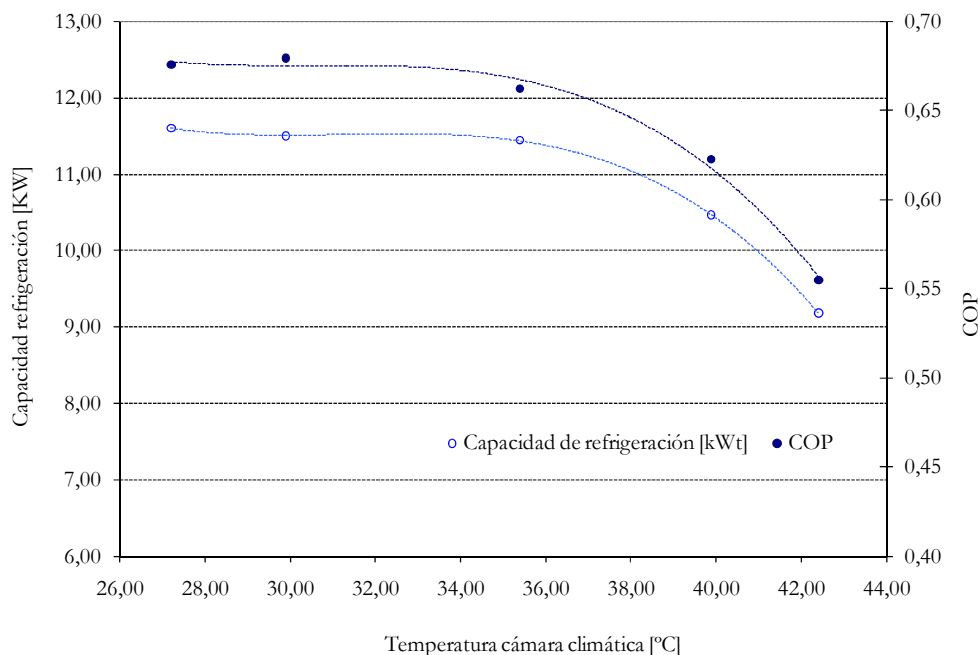


Figura 4-39. Capacidad de refrigeración y COP de la enfriadora por absorción a diferentes temperaturas ambiente (agua fría a la salida de la enfriadora: 8°C, temperatura de entrada del aceite térmico a la enfriadora: 193°C, caudal de agua fría: 3500 l/h, caudal de aceite térmico: 2400 l/h).

#### 4.7.4. Prestaciones del sistema de trigeneración en función del caudal del circuito de aceite térmico

El sistema de trigeneración se ensayó con un caudal de aceite térmico de 2273,53 l/h, 2114,41 l/h y 1618,41 l/h y fijando las siguientes variables: potencia eléctrica de la microturbina de gas a 22 kW, temperatura de agua fría a la salida de la enfriadora por absorción a 8°C y temperatura de la cámara climática a 36°C

Al disminuir el caudal de aceite térmico (figura 4-40) aumenta su temperatura. Sin embargo no se produce un aumento de la potencia de refrigeración ni del COP, los cuales a medida que disminuye el caudal también disminuyen su valor. Por lo tanto a mayor caudal de aceite térmico, se obtienen mejores rendimientos en la enfriadora por absorción.

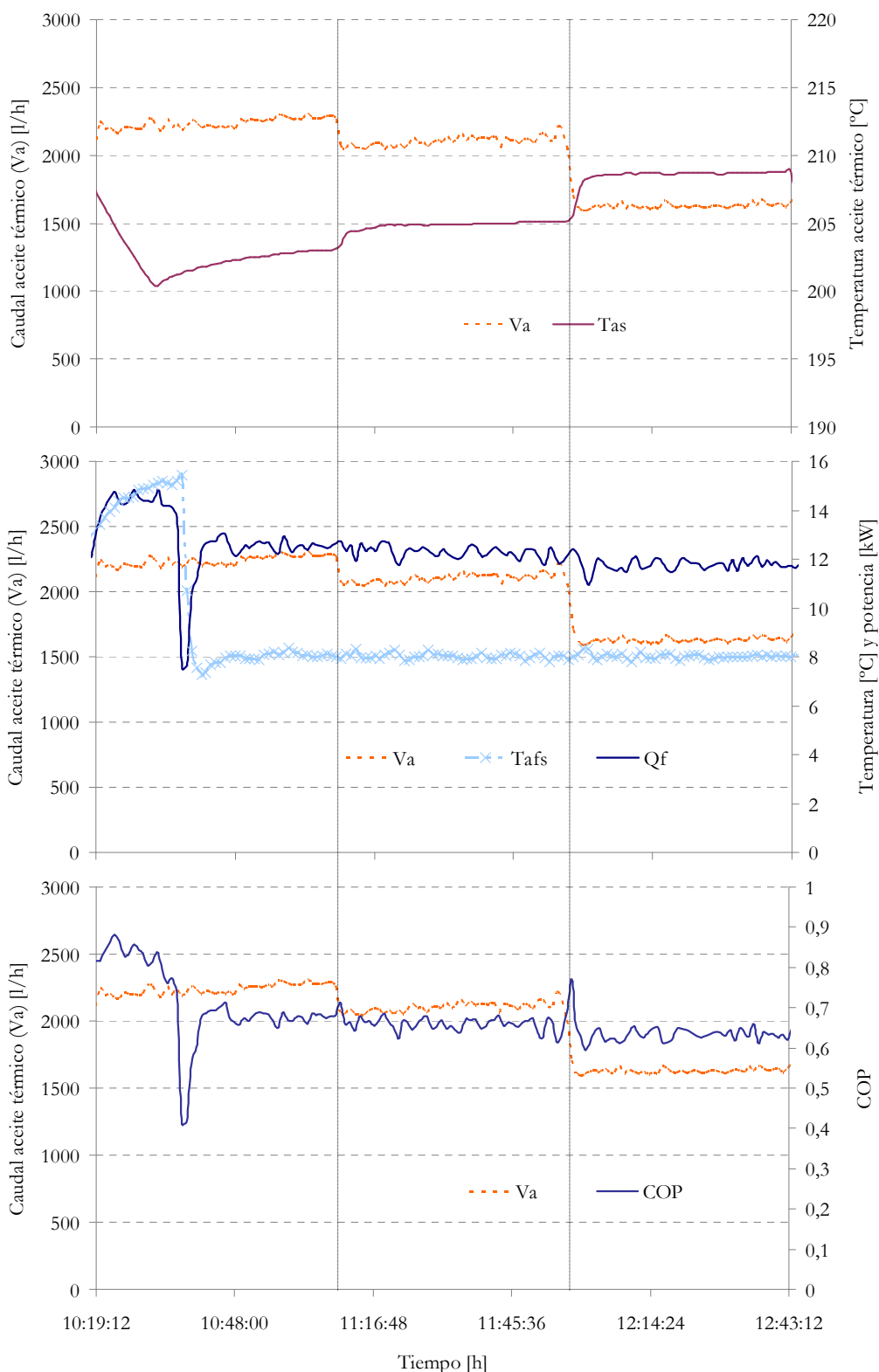


Figura 4-40. Temperatura del aceite térmico ( $T_{as}$ ), capacidad de refrigeración ( $Q_f$ ), temperatura del agua fría ( $T_{afs}$ ) y COP de la enfriadora por absorción en un período de tiempo de 2 horas y media (agua fría a la salida de la enfriadora:  $8^{\circ}\text{C}$ , temperatura de entrada del aceite térmico a la enfriadora:  $193^{\circ}\text{C}$ , caudal del agua fría:  $3500\text{ l/h}$  y caudal de aceite térmico:  $2400\text{ l/h}$ ).

El caudal máximo alcanzado por el sistema de trigeneración con la enfriadora por absorción en funcionamiento y en estado estacionario fue de 2300 l/h. En la figura 4-41 se muestra el balance energético para tres caudales diferentes de aceite térmico en estado estacionario.

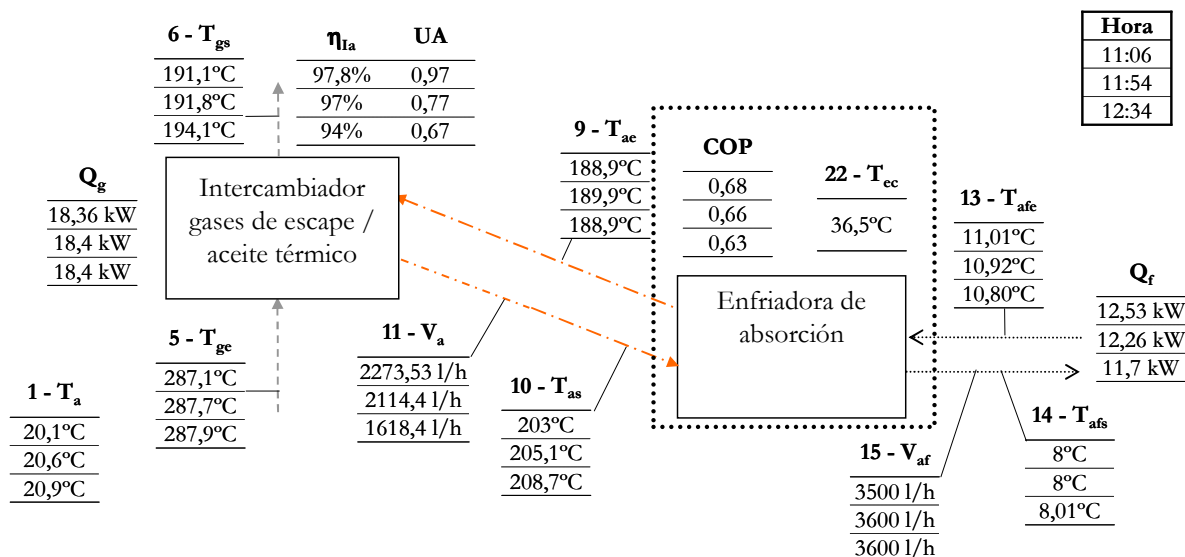


Figura 4-41. Datos de operación del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico y la enfriadora por absorción para tres caudales de aceite térmico (2273,53 l/h – 2114,41 l/h - 1618,41 l/h) a una potencia eléctrica fijada de 22 kW y una temperatura ambiente de 25°C.

#### 4.7.5. Prestaciones del sistema de trigeneración en función de la temperatura ambiente

Las pruebas realizadas en el banco de ensayos han permitido analizar el efecto de la temperatura ambiente sobre el sistema de trigeneración.

En la figura 4-42, se observa la evolución de la producción eléctrica de la microturbina en función de la temperatura ambiente. La potencia máxima alcanzada por la microturbina es de unos 23 kW. Según puede verse en esta figura la evolución de la potencia con la temperatura ambiente (equivalente a la temperatura a la entrada del compresor) es similar a la indicada por el fabricante pero con una potencia máxima inferior.

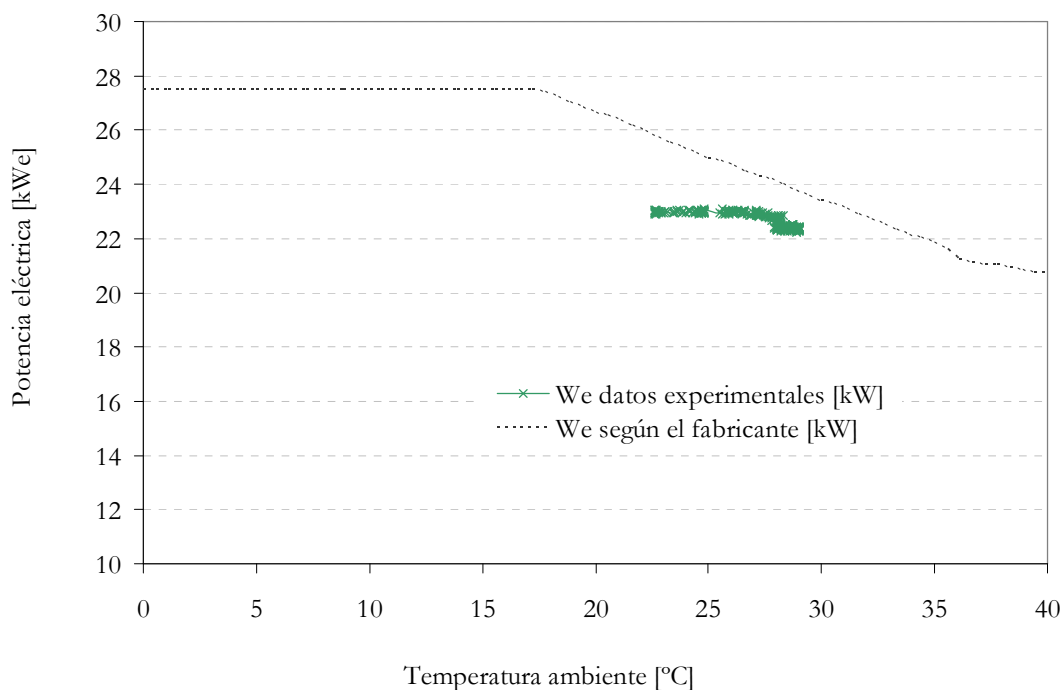


Figura 4-42. Potencia eléctrica del sistema de trigeneración en función de la temperatura ambiente.

El aumento de la temperatura ambiente reduce el rendimiento eléctrico y la potencia eléctrica de la microturbina y paralelamente, aumenta la temperatura de los gases a la salida de la microturbina. Esto significa que la temperatura del aceite térmico también aumenta (figura 4-43). El valor experimental de la UA del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico también aumenta, pasando de un rango de 0,67-0,75 W/K operando a una temperatura ambiente de 19°C a un rango de 0,82-0,98 W/K a una temperatura ambiente de 20,6°C (véase figura 4-44).

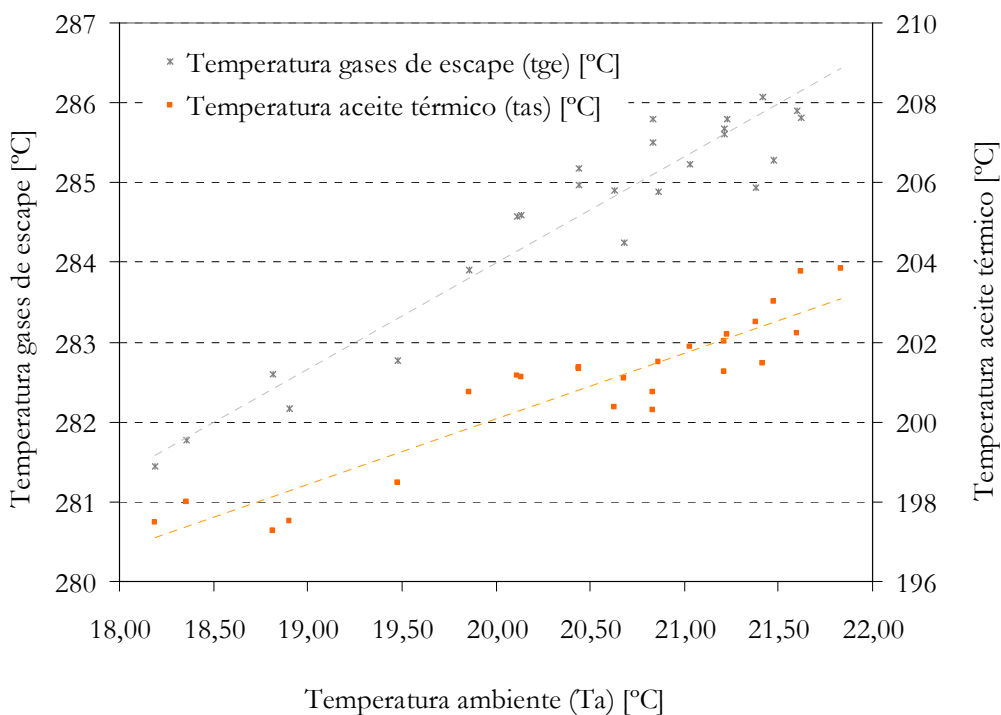


Figura 4-43. Efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas y en la temperatura del aceite térmico a la salida del intercambiador de calor de aceite con la microturbina de gas operando a 22 kW.

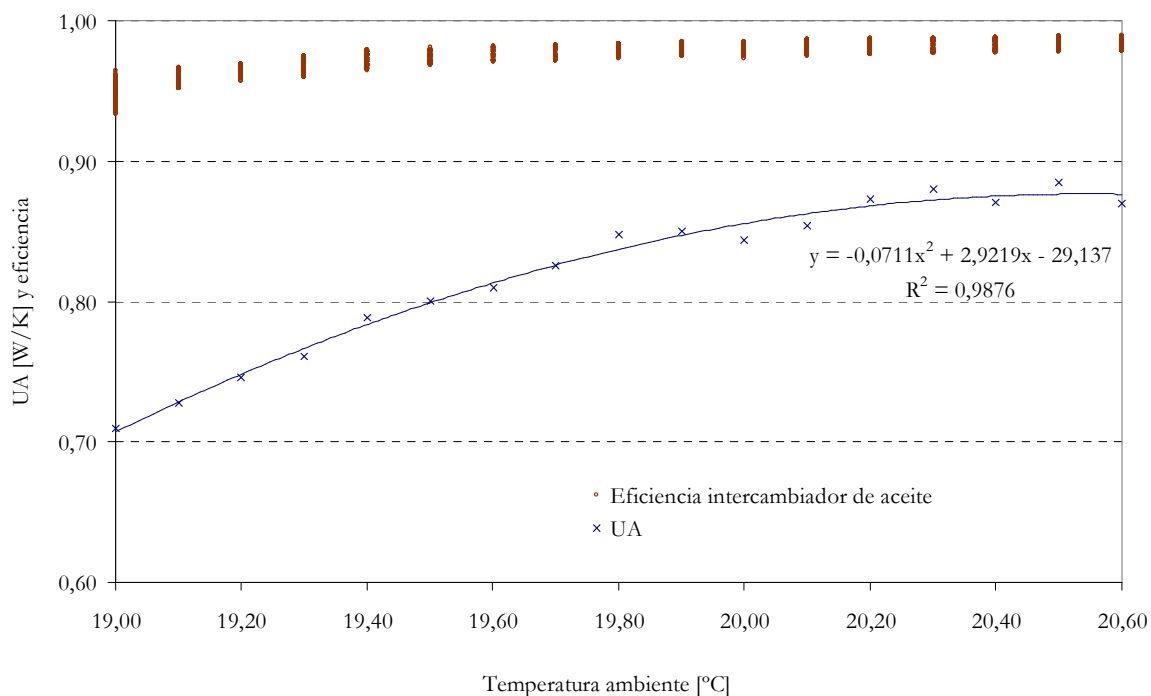


Figura 4-44. Efecto de la temperatura ambiente en la eficiencia térmica y el valor UA del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico con la microturbina de gas operando a 22 kW.

## 4.8. Eficiencia del sistema de trigeneración

A partir de los datos experimentales recogidos en las diferentes pruebas realizadas en el banco de ensayos se ha calculado la eficiencia del sistema de trigeneración en función de las diferentes metodologías expuestas en el capítulo 2. En la tabla se exponen los valores nominales utilizados en el cálculo.

Tabla 4-7. Valores nominales del sistema de trigeneración en el banco de ensayos

Temperatura ambiente (Temperatura entrada compresor y temperatura cámara climática)	28 °C
Caudal de aceite térmico	2250 l/h
Temperatura de agua fría	8°C
Potencia eléctrica ( $W_e$ )	23 kW
Potencia térmica ( $Q_c$ )	30 kW
Potencia de refrigeración ( $Q_f$ )	13 kW
Consumo gas natural (PCC)	107 kW
Consumo eléctrico (ventiladores, bomba de aceite, enfriadora por absorción) ( $W_{e1}$ )	2,58 kW

La eficiencia global del sistema calculada según la ecuación 25 indicada en el capítulo 2 en función de los valores nominales expuestos en la tabla 4-7, es de **60,3 %**.

Según la Directiva 2004/8/CE: Cogeneración de alta eficiencia, en base a los resultados experimentales en el banco de ensayos, se obtiene un valor de ahorro de energía primaria de un 2% si se exporta la electricidad a la red y un 3,4% en el caso de consumir la electricidad in situ. Para el cálculo de la producción eléctrica y térmica se ha considerado una producción anual las 24h del día. Teniendo en cuenta que en este caso no se considera la producción de frío directamente sino como un sistema de cogeneración, la producción de calor útil es de 48,6 kW.

El cálculo del ahorro de energía primaria para el sistema de trigeneración (AEPT) según Chicco & Mancarella en función de los resultados experimentales del banco de ensayos es del **21%** para un escenario de baja eficiencia.

Finalmente, el rendimiento eléctrico equivalente es del **42,1%**

## 4.9. Conclusiones

A partir de los datos adquiridos en las pruebas realizadas en el banco de ensayos se ha podido estudiar la operatividad y rendimiento del sistema de trigeneración.

La metodología utilizada para determinar el inicio de la operación en estado estacionario del sistema de trigeneración durante los ensayos fue la de *ventana móvil* determinando como variables que tardan más en alcanzar el estado estacionario, la temperatura del aceite térmico y la temperatura del agua fría.

La potencia eléctrica máxima de la microturbina durante las pruebas realizadas en el banco de ensayos fue de 24,74 kW a una temperatura ambiente de 15,6°C estabilizándose finalmente a 23 kW.

Los resultados en el banco de ensayos muestran la clara influencia de la producción eléctrica de la microturbina sobre las variables del sistema de trigeneración. La disminución de un 6% en la producción eléctrica afecta en una reducción de un 6,8% en el rendimiento eléctrico, un 1,8% en la temperatura de salida de los gases de escape, en un 2,3% en la temperatura del aceite térmico y un 4,1% en la potencia de refrigeración. En cambio, la eficiencia térmica del intercambiador de aceite se mueve entre un 97% y 99%. El COP también es relativamente constante entre potencias eléctricas de 23 kW y 18 kW, oscilando en un rango de 0,64 a 0,7, con un valor medio de 0,66. A partir de los 16 kW el COP va incrementando las oscilaciones, aunque, incluso con potencias de 6 kW, el valor del COP no desciende de 0,58.

El set point mínimo del agua fría es de 7°C. A temperaturas inferiores la enfriadora deja de funcionar o empieza a tener oscilaciones. El aumento de la temperatura de agua fría desde 8°C a 10°, produjo un importante aumento en la potencia de refrigeración de un 12% y de un 9,5% en el COP.

El control de la temperatura dentro de la cámara climática mostró la limitación de la enfriadora por absorción para operar con temperaturas exteriores superiores a 43 – 45°C y

la mejora tanto de la producción de frío como del COP a medida que se reduce la temperatura ambiente.

En relación al efecto del caudal de aceite a la entrada de la enfriadora se constató que al disminuir el caudal de aceite térmico, aumentaba su temperatura, pero disminuía tanto la potencia de refrigeración como el COP. Por lo que se deduce que a mayor caudal, se obtienen mejores rendimientos en la enfriadora por absorción. El caudal máximo alcanzado por el sistema de trigeneración con la enfriadora por absorción en funcionamiento y en estado estacionario fue de 2300 l/h.

El balance energético resultante para una temperatura ambiente de 19°C, una producción de agua fría de 8°C y un caudal de aceite térmico de 2250 l/h fue de una producción eléctrica de 23 kW, una producción de calor de 30 kW, una producción de frío de 13 kW y un consumo de gas natural de 107 kW. La eficiencia global resultante fue de 60,3%. Según el método de cálculo de la Directiva 2004/8/CE se obtiene un 2% de ahorro de energía primaria exportando la electricidad a la red y un 3,4% consumiendo la electricidad in situ. Según el método del cálculo del ahorro de energía primaria para sistemas de trigeneración en un escenario de baja eficiencia de los sistemas convencionales se obtienen valores positivos de 0,21. En cuanto al REE se obtiene un valor del 42,1%.

# Capítulo 5

## Demostración del sistema de trigeneración en operación real en un edificio

### 5.1. Introducción

En este capítulo se describe la implantación del sistema de microtrigeneración en el edificio Central Fòrum y se muestran los resultados obtenidos durante la operación del sistema.

El sistema de trigeneración integrado por la MTG y la enfriadora por absorción se instaló en el edificio Central Fòrum de la sociedad Districlima en Barcelona (España) para: determinar el comportamiento del sistema en operación continuo y estudiar la operatividad y fiabilidad del sistema. En este edificio se encuentra instalada la principal planta de energía, control y supervisión de una red de calefacción y refrigeración urbana (DHC – District

Heating and cooling) en Barcelona. El edificio Central del Fòrum es propiedad de BIMSA (Barcelona d'Infraestructures Municipals – Barcelona Municipal Infraestructures) mientras que Districlima tiene la concesión a 25 años del suministro de servicios de la red de DHC, con el derecho de uso del edificio Central Fòrum. Districlima está formada por diferentes empresas, Cofely España, S.A.U. que tiene la mayoría de participaciones, TERSA, Aigües de Barcelona, IDAE e ICAEN (véase figura 5-4).

Districlima se constituyó en el año 2002, para llevar a cabo, la primera red urbana de distribución de calor y frío para su utilización en calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria en España. El proyecto se inició en un área urbana de Barcelona remodelada para acoger el Fórum de las Culturas 2004 (Front Litoral del Besòs).

En 2005 se inició la segunda fase con la extensión de la red al distrito tecnológico 22 @. Con una concesión a 27 años, la red ampliará su recorrido en función del desarrollo urbano de la zona y las necesidades de conexión de nuevos usuarios.

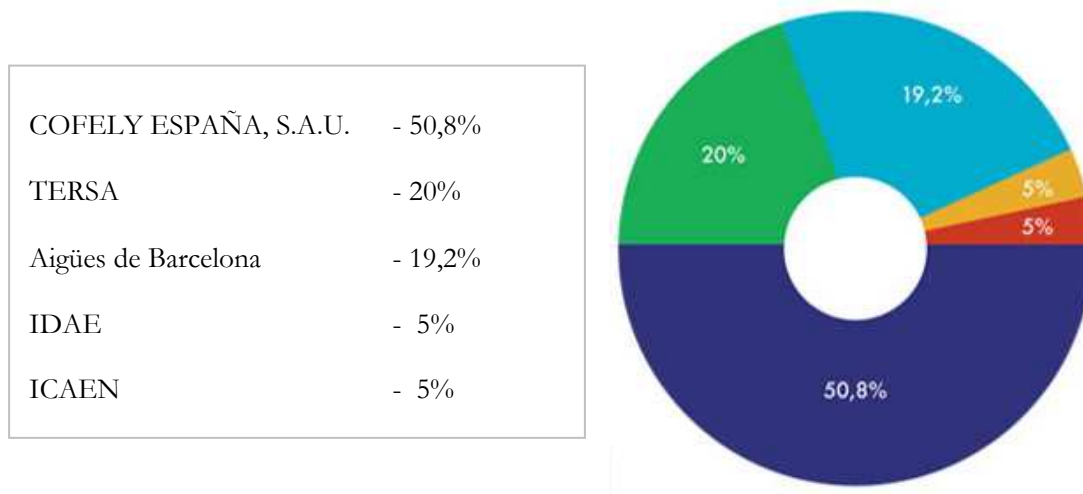


Figura 5-1. Socios fundadores de Districlima.

Districlima contrató a COFELY SPAIN SAU para controlar y operar la red urbana de distribución de calor y frío y la planta. COFELY pertenece al 100% a la empresa GDF-SUEZ Energy Services del grupo GDF-SUEZ. Durante 2009 todas las empresas europeas bajo el nombre Elyo cambiaron su nombre por el de COFELY. La actividad principal de COFELY en España consiste en: producción y suministro de energía; gestión y mantenimiento y operación de instalaciones (conducciones térmicas, eléctricas, HVAC) y

de los edificios. En el 2008 COFELY tenía 1.800 trabajadores en España; más de 2.000 clientes; un volumen de negocios de 170 M€; 10 plantas de cogeneración (de 0.4 MW a 25 MW) y 2 redes de distribución de energía de calor y frío DHC (Barcelona y Zaragoza).

## 5.2. Implantación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum

### 5.2.1. Descripción de la Red de distrito y de la central generadora Central Fòrum

La red de calor y frío del Districlima de Barcelona consiste en un circuito cerrado que se extiende enterrado bajo las calles de la ciudad o por galerías de servicio. Está formado por cuatro conducciones paralelas, dos de agua caliente (bomba a 90°C y retorna a 60°C) y dos de agua fría (bomba a 5,5°C y retorna a 14°C), llevando energía de la planta de producción a las subestaciones o puntos de intercambio de energía en los edificios de los clientes.

La red opera bajo el principio de caudal variable (el bombeo depende de la demanda térmica) y volumen constante (el agua circula en un circuito cerrado).

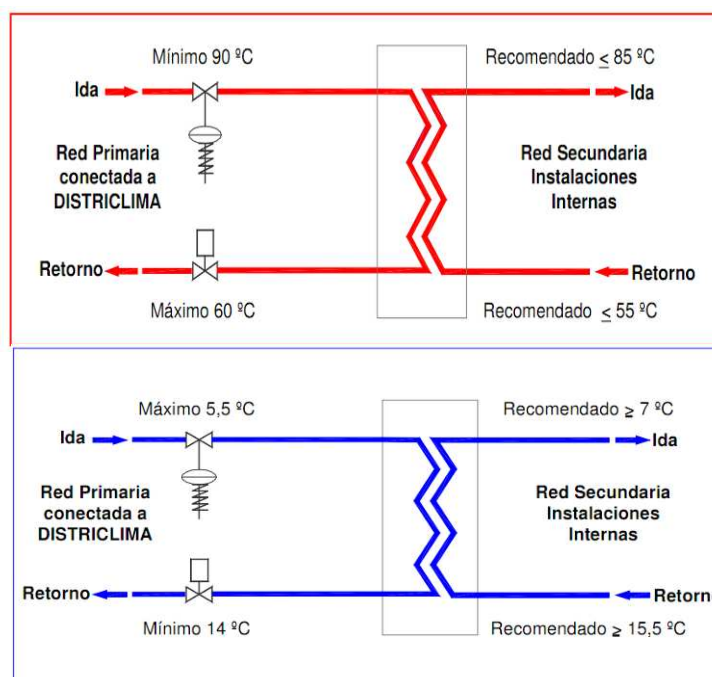


Figura 5-2. Red primaria y secundaria de agua caliente y agua fría.



Figura 5-3. Esquema de la Instalación de red de distrito y conexión [Fuente: Districlima]

En el año 2010, Districlima disponía de contratos correspondientes a 52 MWh de agua caliente y 82 MW de agua fría cubriendo una superficie de techo climatizada aproximada de 561000 m<sup>2</sup> a través de una red de 13,1 km (véase figura 5-4). En la producción de calor y

frío la red de distrito aprovecha energías locales residuales, el vapor procedente de la planta de incineración de residuos sólidos urbanos de TERSA, cercana a la central (produciendo aproximadamente el 82% de la producción de calor y el 72% de frío) y energías renovables, el agua marina para la refrigeración de enfriadoras, evitando la instalación de torres de refrigeración y por consiguiente eliminando el riesgo de legionelosis.

Las previsiones futuras son ampliar la red entre 2015-2020 y alcanzar los 110 MWh de agua caliente y 200 MW de agua fría.

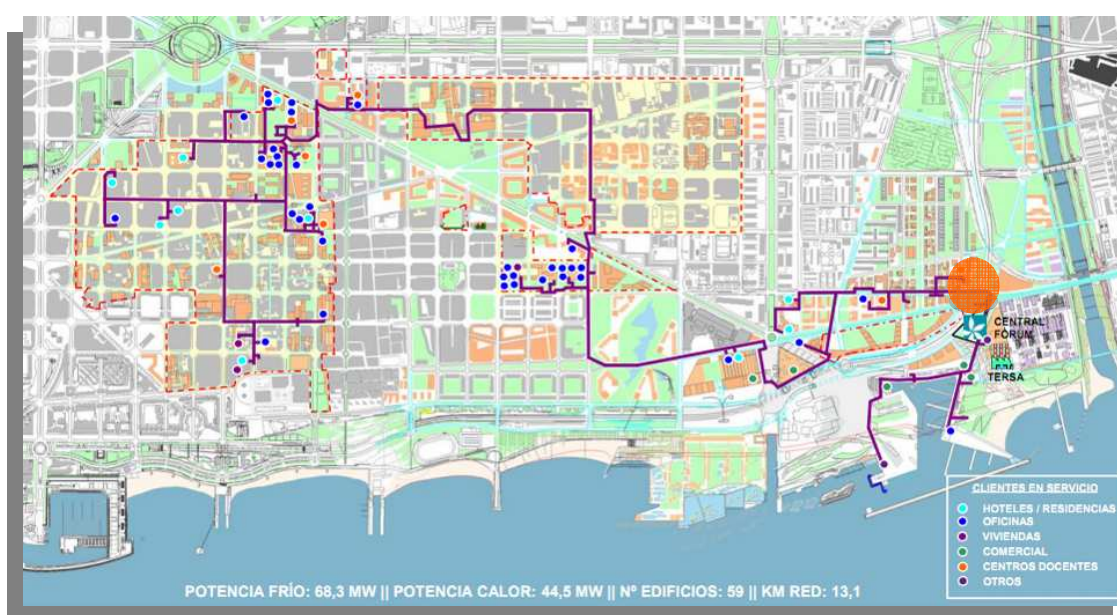


Figura 5-4. Red de calor y frío del Districlima en Barcelona y localización de la central generadora Central Fòrum [143].

En la misma figura 5-4 se muestra la localización de la central generadora Central Fòrum, en la Avenida del Camp de la Bota s/n de Sant Adrià del Besós, Barcelona, integrada en el entorno bajo una duna artificial cubierta de vegetación para evitar el impacto visual de las instalaciones (véase figura 5-5).



Figura 5-5. Imagen de la central generadora Central Fòrum.

La central generadora ocupa una superficie de alrededor de 2.000 m<sup>2</sup> dispuestos en una planta triangular con espacios tanto para los equipos necesarios para la distribución de agua fría y caliente como para el personal regular que trabaja en la planta.

En la tabla 5-1, se especifican las características de los diferentes espacios de la planta generadora (véase figura 5-6) y las necesidades energéticas de cada uno: sala principal (donde están instalados los equipos de producción energética para abastecer la red urbana de Districlima); sala de caldera y bombas; tanque de almacenamiento de agua fría de 5000 m<sup>3</sup>; sala de los transformadores eléctricos y armarios de alto voltaje; sala de armarios eléctricos de bajo voltaje; sala de control donde opera el personal de la planta; oficinas y vestidores (formados por dos oficinas pequeñas y un vestidor para los operarios de la planta, incluidas las duchas).

El sistema de trigeneración integrado por la microturbina de gas y la enfriadora por absorción se instalaron en el edificio Central Fòrum con el objetivo de abastecer energéticamente los espacios de la central con demanda: electricidad, calefacción y agua caliente en oficinas y vestidores y, refrigeración en la sala del transformador, sala de armarios eléctricos, sala de control y oficinas y vestidores.

Tabla 5-1. Distribución de las áreas de la central generadora de energía Central Fòrum.

Espacios / salas	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Superficie [%]	Calefacción	ACS	Refrigeración
Sala principal (equipos de producción)	698,2	40%	NO	NO	NO
Sala de caldera y bombas	278,2	16%	NO	NO	NO
Tanque almacenamiento de agua fría (5000 m <sup>3</sup> )	386,7	22%	NO	NO	NO
Sala transformador	105,7	6%	NO	NO	SÍ
Sala de armarios eléctricos	52,2	3%	NO	NO	SÍ
Sala de control	67,8	4%	NO	NO	SÍ
Oficinas / vestidores	68,7	4%	SÍ	SÍ	SÍ
Entrada	84,8	5%	NO	NO	NO
Superficie neta construida	1.742,2	100%	-	-	-
Superficie total	1.955,9	-	-	-	-

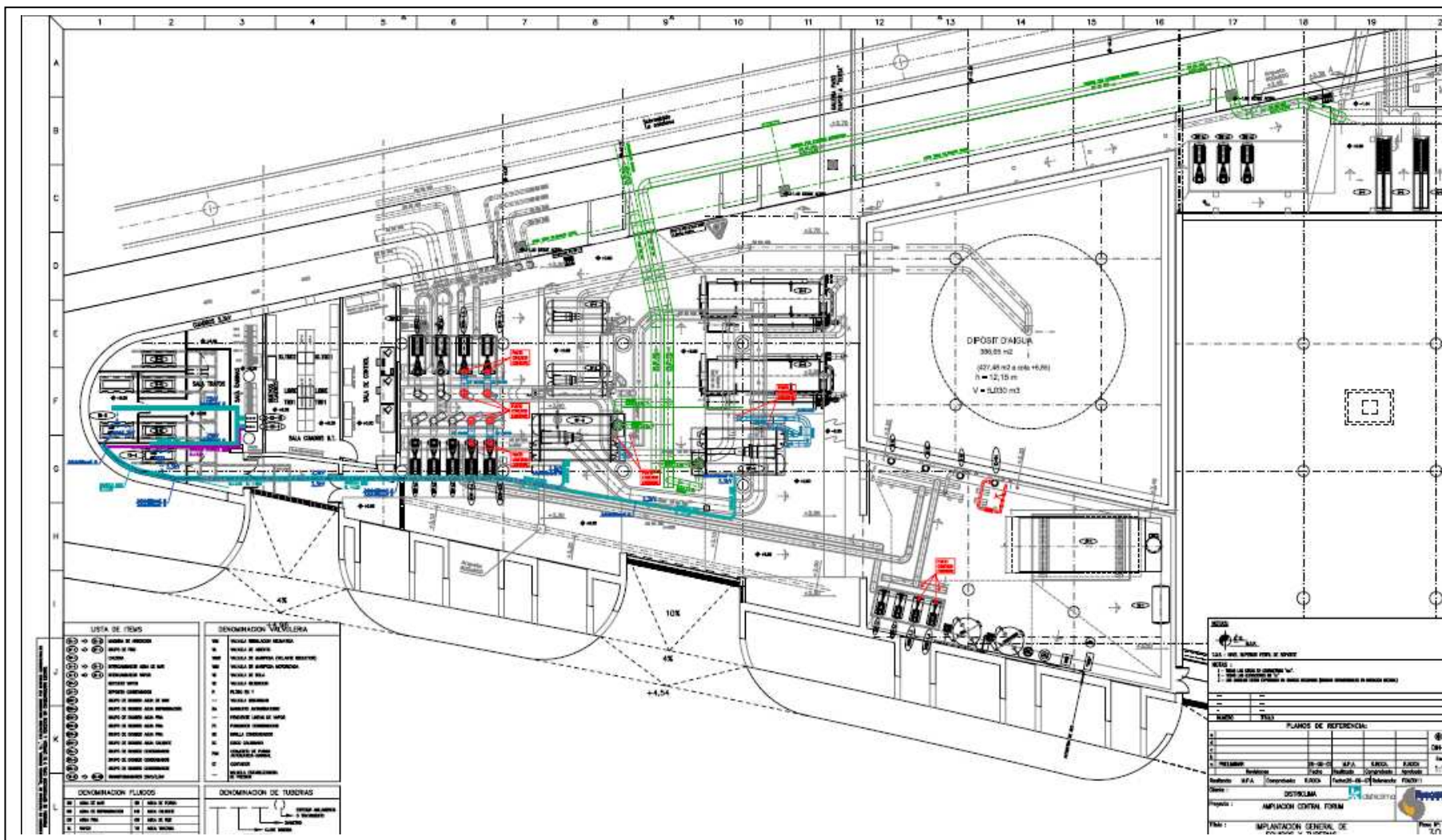


Figura 5-6. Distribución de los espacios de la central generadora Central Fòrum del Districlima.

### 5.2.2. Demanda energética del edificio Central Fòrum

La central generadora de energía Central Fòrum tiene un consumo interno energético anual del propio edificio de: 8250 kWh para calefacción, 310500 kWh para refrigeración y 700 kWh para ACS.

El consumo interno de agua fría y caliente se cubre mediante el agua de las principales conducciones de distribución de la red urbana de distribución energética. En las oficinas y los vestuarios se instalaron fan coils tanto para calefacción como refrigeración. En las salas de control y de armarios eléctricos el aire se refrigera en una batería principal para posteriormente distribuirse a los diferentes puntos de uso mediante conductos cilíndricos (véase tabla 5-2).

Tabla 5-2. Sistemas de refrigeración, calefacción y ACS en el edificio Central Fòrum.

Áreas	Calefacción/refrigeración	Refrigeración	ACS
Sala de control / Sala armarios eléctricos	-	1 x 75 kW batería refrigeración	-
Oficinas / Vestuarios	4 x fan coils, total 15 kW	-	1 intercambiador de calor

#### Producción para suministro interno

El agua caliente necesaria para la calefacción y ACS en el edificio se suministra mediante tres fuentes principales de calor:

- Vapor a baja presión de la planta de incineración de residuos sólidos urbanos.
- Una caldera de vapor, con 30 t/h de capacidad nominal que opera como sistema de back-up.

La refrigeración del edificio se suministra mediante dos fuentes de generación de agua fría:

- Dos enfriadoras de absorción de 4,5 MW.
- Enfriadoras por compresión eléctricas: 2 de 4,0 MW más 2 de 7,0 MW.

### Producción para suministro a la red urbana de distribución del Districlima

En la figura 5-7 se muestra el esquema de proceso de la producción de agua fría y caliente de la central de generación Central Fórum para el suministro de la red urbana de distribución de frío y calor de Barcelona. Los equipos instalados para suministrar agua fría y caliente a la red urbana de distribución del Districlima de Barcelona son: dos enfriadoras por absorción Broad de 4.500 kW (véase tabla ); cuatro enfriadoras de compresión eléctricas, dos McQuay de 4 MW de capacidad de refrigeración y dos Johnson Controls International de 7 MW de capacidad de refrigeración (véase tabla ); un intercambiador de calor vapor/agua de GEA de 5 MW (véase tabla) y una caldera de gas de 20 MW como sistema back-up si no hay disponibilidad de vapor (véase tabla). La caldera de gas cubre aproximadamente el 18% de la producción de calor y el 5% de la producción de frío.

Tabla 5-3. Enfriadora por absorción BROAD para suministro de frío a la red urbana Districlima

Enfriadora por absorción	BROAD BS 416 NO.7-600
Capacidad de refrigeración	4.500 kW
COP	1,13
Temperatura de agua fría (salida/entrada)	5°C/10°C
Potencia del generador	3.982 kW
Temperatura de aporte de calor	177°C
Caudal del fluido térmico de aporte de calor	6.120 kg/h
Dimensiones (Ancho / Largo / Altura )	4.050mm/9.000mm/3.450 mm

Tabla 5-4. Enfriadoras eléctricas para suministro de frío a la red urbana Districlima

Enfriadoras de compresión eléctricas	McQuay	Johnson Controls International
Capacidad de refrigeración	4 MW	7 MW
COP	4,9	4,59
Temperatura de agua fría (salida/entrada)	4°C/10°C	4°C/12°C
Potencia del generador	811,5 kW	1.524 kW
Voltaje	400 V	3.300 V
Dimensiones (Ancho / Largo / Altura )	2.495/4.679/2.863mm	3.454/6.960/3.785mm
Peso	17.066 kg	41.867 kg

Tabla 5-5. Intercambiador de calor para suministro de calor a la red urbana Districlima

Intercambiador de calor-condensador de vapor	GEA F35/260/7/14/1.5/1:4
Producción de calor	5.000 kW
Temperatura de agua caliente (salida/entrada)	100°C/70°C
Temperatura fluido aporte de calor	170°C
Caudal del fluido térmico de aporte de calor	7.583 kg/h
Dimensiones (Diámetro / Largo)	368mm/3276mm
Peso	1370 kg

Tabla 5-6. Caldera de recuperación para suministro de calor a la red urbana Districlima

Caldera de gas	CERNEY F35/260/7/14/1.5/1:1
Producción de calor	20.000 kW
Temperatura de agua caliente (salida/entrada)	100°C/70°C
Temperatura fluido aporte de calor	170°C
Caudal del fluido térmico de aporte de calor	7.583 kg/h
Dimensiones (Diámetro / Largo)	368mm/3276mm
Peso	1370 kg

Las enfriadoras condensan mediante agua de mar. Para ello se han instalado 3 intercambiadores agua de mar-agua de refrigeración de 12,5 MW/unidad. El sistema de refrigeración dispone de una estación de captación de agua de mar de 5.000 m<sup>3</sup>/h.

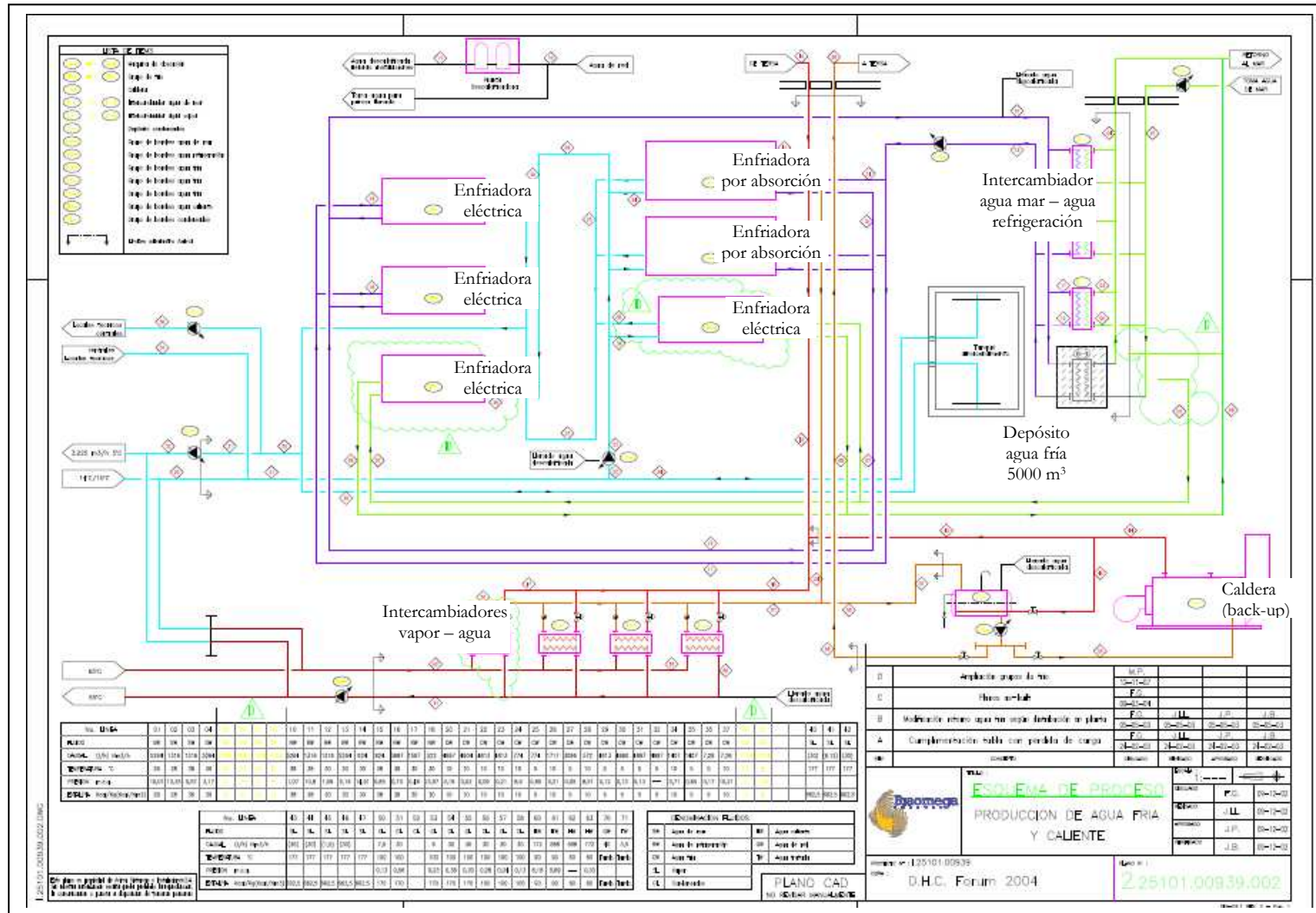


Figura 5-7. Esquema de proceso de producción de agua fría y caliente de la red urbana de distribución del Districlima de Barcelona.

### 5.2.3. El sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum

La localización del sistema de trigeneración en la central generadora Central Fòrum se muestra en las figuras 5-6 y 5-8. El sistema de trigeneración se instaló en la sala de la caldera del edificio. Las ventajas de esta localización son:

- El sistema de trigeneración está cerca de la Estación de Regulación y Medida, E.R.M. de alimentación de gas natural, reduciendo los costes de las conducciones de gas, reduciéndose así el espacio de confinamiento del gas a una única sala.
- La chimenea del sistema de trigeneración para la salida de los gases de escape al exterior se pudo realizar mediante la estructura ya existente, eliminando la necesidad de una nueva apertura en el techo.

Algunas desventajas:

- La distancia de las conducciones para el agua fría y caliente y el cableado para la electricidad alcanzan los 20m.
- Los operadores de planta no tienen el sistema a la vista desde su sala de control.

### Conexión con la red de agua fría y caliente

La conexión del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum se realizó teniendo en cuenta que la producción energética del sistema de trigeneración se utilizaría exclusivamente para el autoconsumo del edificio. En un primer lugar se valoró la posibilidad de vender la energía eléctrica producida, pero finalmente se descartó debido a la excesiva burocracia necesaria para la aceptación del sistema en Régimen Especial, al costoso trámite de conexión y a la temporalidad de la operación del sistema.

Las conexiones a las redes de distribución de calor y frío se diseñaron con el objetivo de minimizar las posibles interferencias y/o molestias en la operación habitual de la planta. En la figura 5-9 se muestran las conexiones del sistema de trigeneración a las tuberías de retorno de calor y frío de la red de distrito urbana. En el circuito de agua fría, un caudal de 4200l/h del agua a la salida de los fan-coils se hace pasar por la enfriadora por absorción. El agua fría a la salida de la enfriadora por absorción se devuelve a la misma conducción de retorno. La misma configuración se consideró para el circuito de agua caliente, conectando

la caldera de recuperación de calor para ACS al circuito de retorno de agua caliente.

### **Sistemas eléctricos y de control**

El sistema eléctrico del edificio de 400V incluye un punto de conexión para usos eventuales de un grupo de emergencia hasta 1250 kVA. Considerando que el sistema de trigeneración era una instalación provisional, se conectó en el mismo punto que el grupo de emergencia.

En base a las características de la MTG, se instaló un interruptor magnetotérmico (véase figura 5-10).

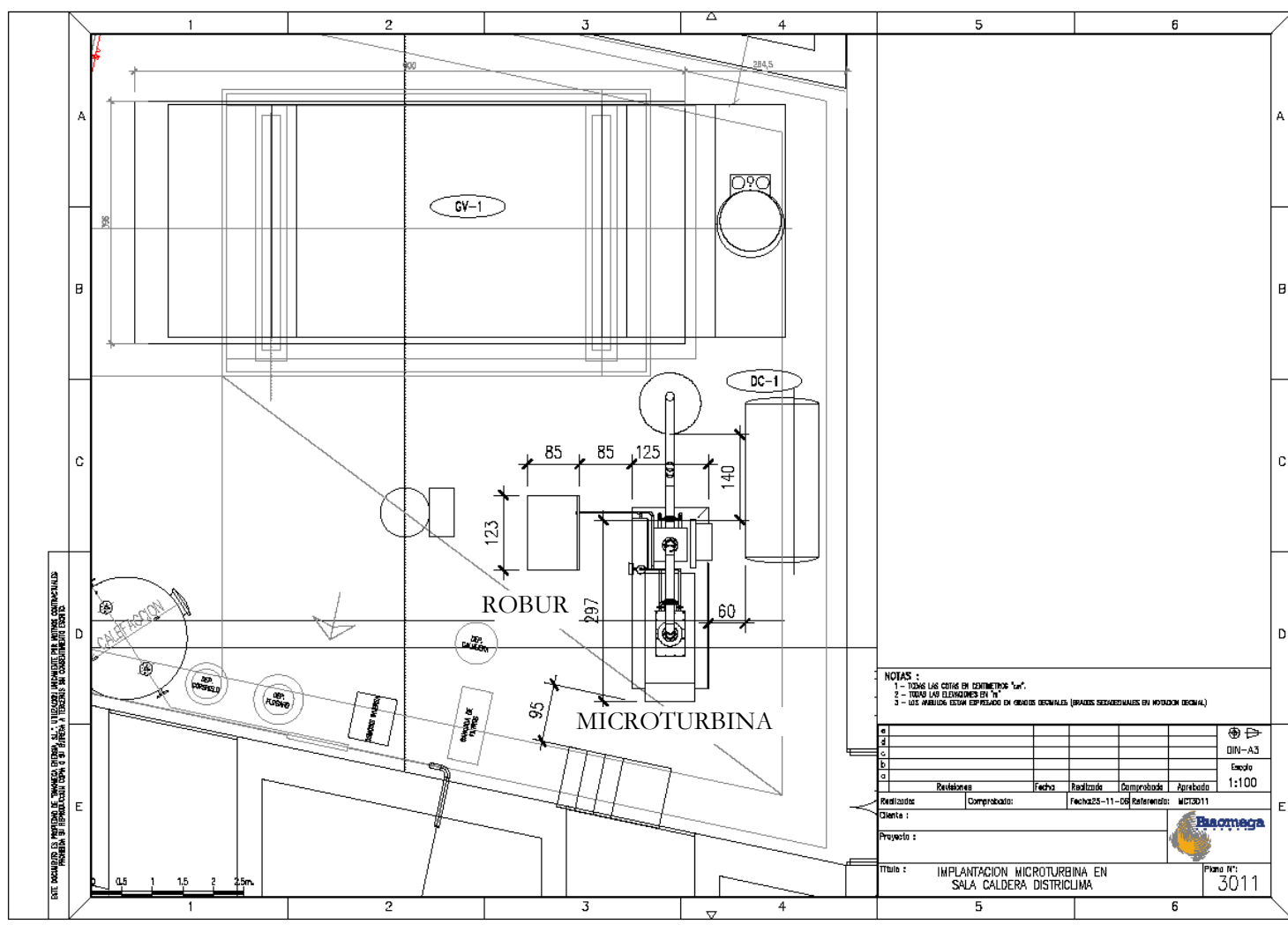


Figura 5-8. Localización del sistema de trigeneración en la central generadora Central Fòrum.



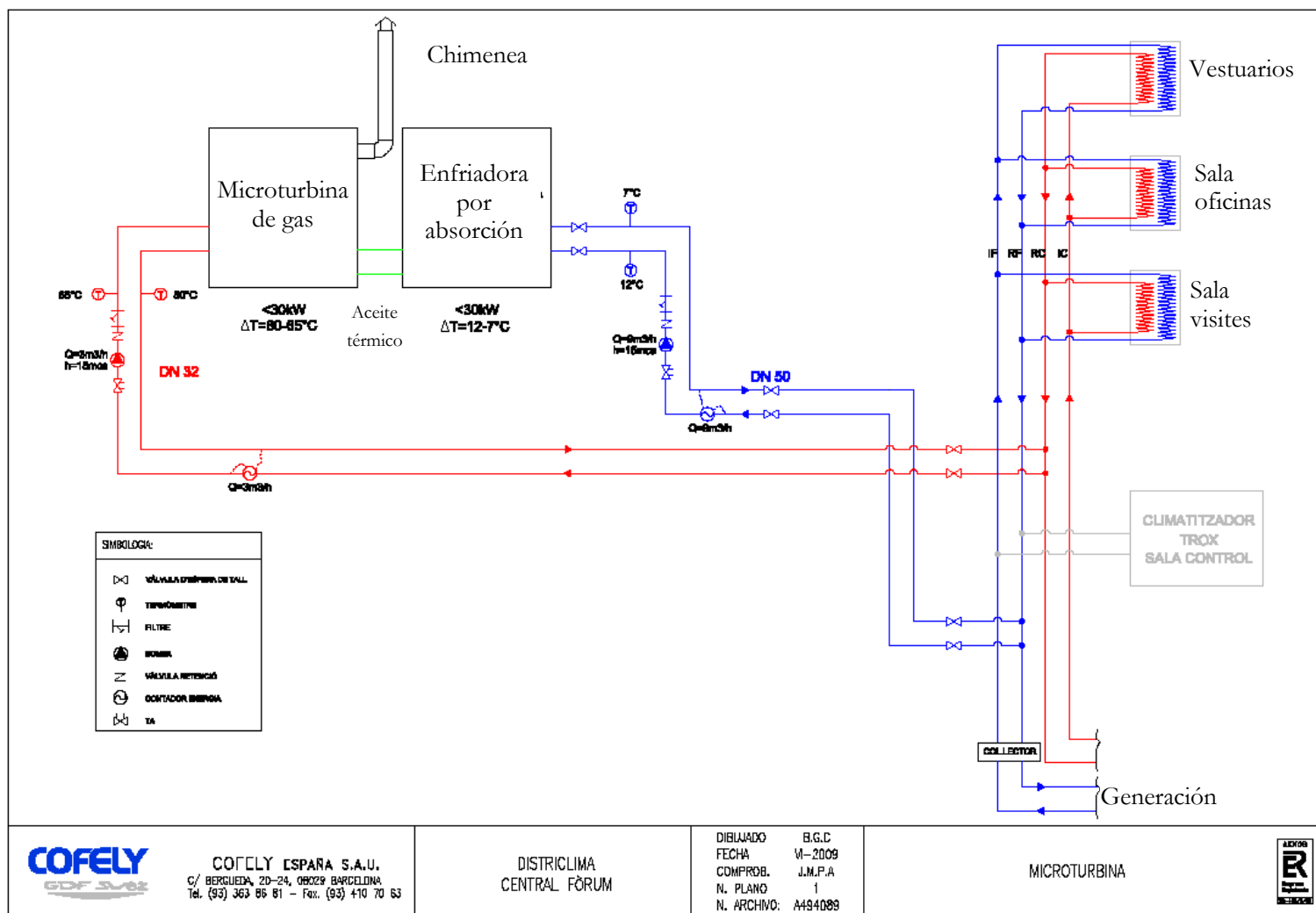


Figura 5-9. Conexión de agua fría y caliente del sistema de trigeneración con los circuitos de la central generadora Central Forum



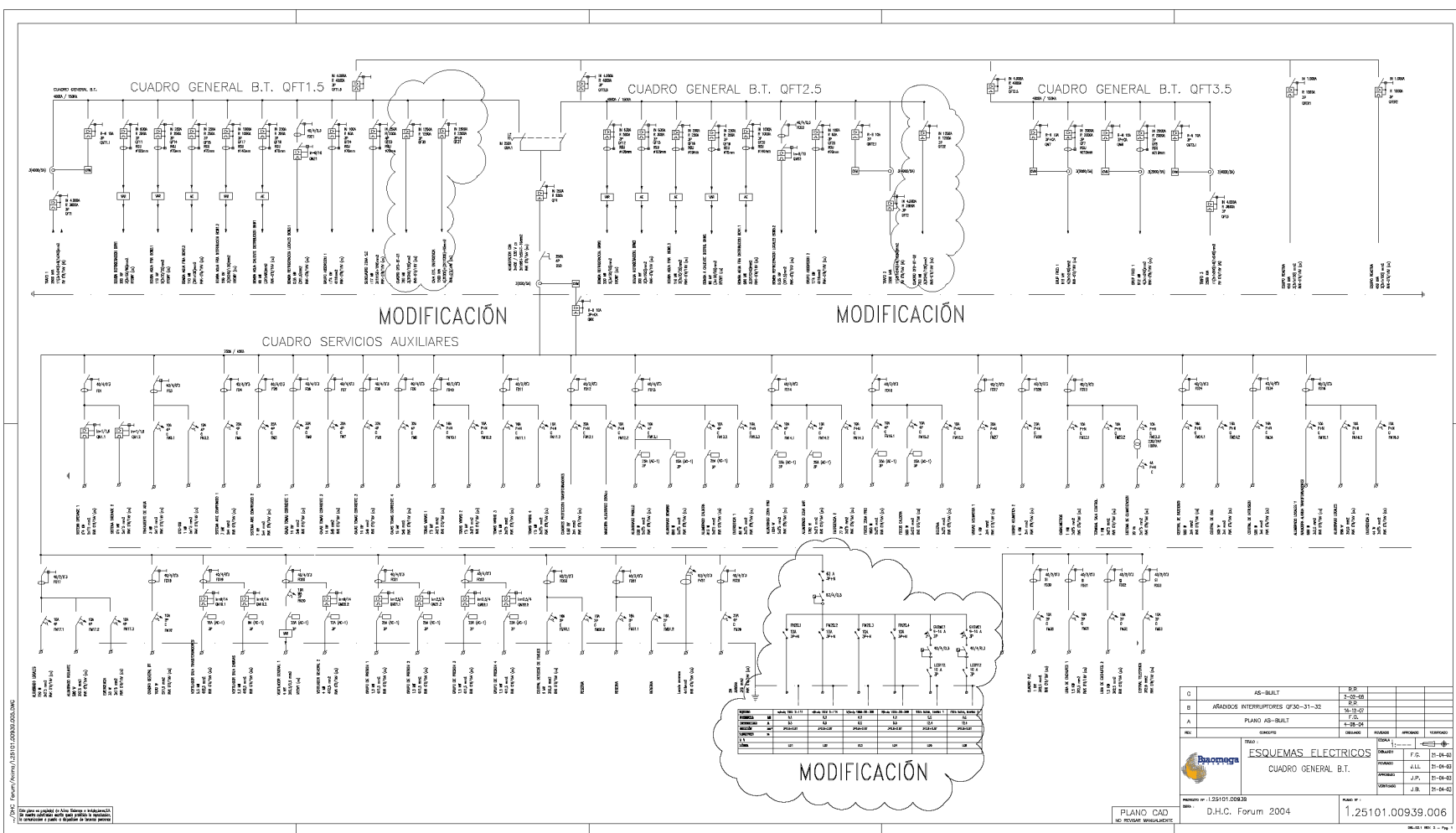


Figura 5-10. Esquema eléctrico de la instalación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum



### Alimentación de gas natural

El gas natural se suministra al edificio Central Fòrum a través de una estación ya existente (*Estación de Regulación y Medida, E.R.M.*) utilizando una ramificación de la línea principal para alimentar a la MTG a presión de 2,5 bar. La empresa suministradora permitió la instalación de un contador intermedio con un rango apropiado para poder medir el consumo de la MTG.



Figura 5-11. Contador de gas natural para la MTG en el edificio Central Fòrum.

### Componentes e instrumentación entre el sistema de trigeneración y la red de DHC

Los componentes e instrumentación de la microturbina y del sistema de trigeneración (circuito de aceite térmico y de gases de escape) son los mismos que los utilizados en el banco de ensayos multifuncional del CREVER, pero las bombas e instrumentación instalados en los circuitos de agua fría y caliente se tuvieron que substituir.

Las bombas para la impulsión del agua fría y caliente se instalaron en la tubería de entrada a la enfriadora por absorción y a la caldera de recuperación de calor para ACS, respectivamente (véase figura 5-12.).



Figura 5-12. Bomba de circulación del circuito de agua caliente a la entrada de la caldera de recuperación de calor para ACS.

Se instalaron medidores de caudal y temperatura Kamstrup Multical 601 (véase figura 5-13), uno para frío y otro para calor. El contador Multical 601 mide el caudal, la temperatura de entrada y salida y es capaz de calcular la energía térmica y de refrigeración tanto en circuitos abiertos como cerrados.



Figura 5-13. Medidor de caudal y temperatura del agua fría Kamstrup en la central generadora Central Fòrum.

Por motivos de seguridad se ha instalado un termostato Sauter Iberica, s.a. modelo TRP25 R1/2" L120 con un rango de 0 a 120°C en el conducto de producción de agua caliente para evitar que pueda llegar a evaporarse debido a sobre temperatura, para proteger al sistema si la temperatura del agua supera los 90°C.



Figura 5-14. Termostato del circuito de agua caliente del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum.

### **5.3. Operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum**

Para la operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum se programó el sistema para priorizar el funcionamiento en modo trigeneración las 24 horas del día. En caso de mantenimiento o reparaciones, el sistema se debería parar y configurar las válvulas y protecciones para poder operar en modo cogeneración.

Al operar las 24 horas del día, con muchas horas de funcionamiento sin disponer de operarios en planta, el sistema de trigeneración debía disponer de un alto grado de protección y seguridad para evitar cualquier riesgo. Para ello se conectó el presostato de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas directamente al panel de control de la

microturbina y el resto de seguridades (termostato de agua caliente, presostato de aceite térmico y nivel del depósito de expansión de aceite térmico) se conectaron en serie en otra entrada del panel de control para proteger el sistema. En el caso que cualquiera de las estas variables superase el valor de referencia establecido, la microturbina se para e indica el error de parada.

La adquisición de datos de las diferentes variables del sistema de trigeneración se configuró para una recogida de datos cada minuto exceptuando los datos el circuito de agua fría y caliente (caudales y temperaturas de entrada y salida) que dispone de un sistema de adquisición de datos horario.

La entrada del agua fría a la enfriadora por absorción procedente del circuito del agua de retorno del DHC está limitada a una temperatura mínima de 10°C.

### **5.3.1. Puesta en marcha**

El 10 de febrero de 2010 se realizó la primera puesta en marcha del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum. El sistema de trigeneración funcionó correctamente, pero tras una hora y media de operación, el sistema debe pararse por sobre temperatura del circuito de agua caliente debido a una instalación incorrecta de las bombas de agua.

El 15 de febrero de 2010 se vuelve a poner en marcha el sistema de trigeneración, pero esta vez la MTG se para por error en la alimentación de gas natural.

En mayo de 2010 se realizaron nuevas pruebas, pero tras unos días de funcionamiento el sistema se debe parar nuevamente. Se comprueba que el compresor de gas natural todavía en garantía no funcionaba correctamente y se pidió uno nuevo a Micropower.

El 20 de septiembre de 2010 finalmente se reanuda la puesta en marcha del sistema de trigeneración, operando a la potencia máxima las 24 horas del día en modo trigeneración.

Durante el tiempo de operación la microturbina estuvo parada en diferentes espacios de tiempo debido a: fugas en el circuito de aceite térmico (por no usar elementos de unión adecuados para alta temperatura en la unión de las válvulas y por falta de mantenimiento en el filtro); fugas en la bomba del circuito de agua fría; errores de detección del nivel del depósito de expansión y mal funcionamiento del presostato de aceite (se sustituyó por un

modelo nuevo DSF 146 F001 B1028 SAUTER).

### **5.3.2. Pruebas realizadas**

El sistema de trigeneración funcionó en modo trigeneración a plena carga desde septiembre de 2010 hasta enero de 2011 de forma discontinua debido a las paradas por mantenimientos y reparaciones mencionados en el apartado anterior.

En los períodos de mantenimientos y reparaciones del circuito de aceite térmico se aprovechó para analizar el sistema en modo cogeneración a plena carga.

El 17 de enero de 2011 se operó el sistema a carga parcial y se tomaron datos manualmente de todas las variables, principalmente del consumo de gas natural y del caudal y temperaturas de entrada y salida de los circuitos de agua caliente y fría a intervalos de dos minutos.

## **5.4. Resultados de la operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fórum**

Mediante la adquisición de datos realizada durante los períodos de operación del sistema en modo de trigeneración y cogeneración, tanto a plena carga como a carga parcial, se obtuvieron los resultados que se exponen a continuación.

En primer lugar se exponen los resultados obtenidos durante el período de operación en modo trigeneración a plena carga.

En la figura 5-15 se muestra la influencia de la temperatura ambiente en la producción eléctrica del sistema en modo trigeneración a partir de los resultados experimentales recogidos entre septiembre del año 2010 y enero del año 2011. Se observa como no hay datos para una temperatura ambiente entre 20,5°C y 22,5°C debido a que durante el período de tiempo comprendido entre el 15 de octubre y el 08 de enero hubo muchas paradas.

Para una temperatura ambiente inferior a los 17°C la microturbina alcanza una potencia máxima de 24,5 kW, que confirman los estudios experimentales de Zhi-gao Sun y Nueo-Lin Xie [71]. Para temperaturas ambiente superiores, se observa claramente una reducción

de la potencia eléctrica de unos 0,4 kW eléctricos por cada grado de aumento de temperatura ambiente. A partir de los datos experimentales, se ha revisado el valor de la contrapresión y de la presión ambiente considerados en el modelo teórico:

- 1) la contrapresión ejercida por el intercambiador de gases de escape junto la caldera de recuperación y las conducciones de gases de escape es de aproximadamente 13,5 mbar (5,5 inches of Water), mayor a la estimada en el modelo, de 10 mbar (4 inches of Water). Por lo tanto, según el fabricante el efecto de la contrapresión reduciría la potencia eléctrica de 28 kW a 27,3 kW; 0,2 kW menos que la potencia calculada en el modelo de 27,5 kW.
- 2) la presión ambiente que se había considerado en el modelo igual a la atmosférica 101,325 kPa, queda confirmada con los datos experimentales, oscilando entre 99,9 kPa y 104,2 kPa. Por lo que su efecto también influye en la producción eléctrica, oscilando entre 26,9 kW y 27,3 kW.

A pesar de las correcciones, la potencia eléctrica teórica de la MTG según el fabricante es de entre 2,4 y 3 kW superior a los resultados experimentales. Por lo que es de suponer que deberían considerarse otros factores no medidos como podrían ser un mayor consumo del compresor de gas, aumento del autoconsumo, nivel de suciedad, etc.

La operación del sistema en modo trigeneración a carga parcial se muestran en las figuras 5-16 y 5-17. Las pruebas se realizaron el 17 de enero de 2011 y los datos se adquirieron directamente de la instrumentación cada dos minutos. En la figura 5-16 se observa como el rendimiento eléctrico va disminuyendo a medida que se reduce la potencia eléctrica de la microturbina. El máximo rendimiento eléctrico alcanzado por la microturbina de gas operando a plena carga (24,5 kW) fue de 21,58%, reduciéndose alrededor de un 1% por kW eléctrico. La temperatura ambiente durante las pruebas aumentó ligeramente, pasando de 17,2°C a 18,9°C.

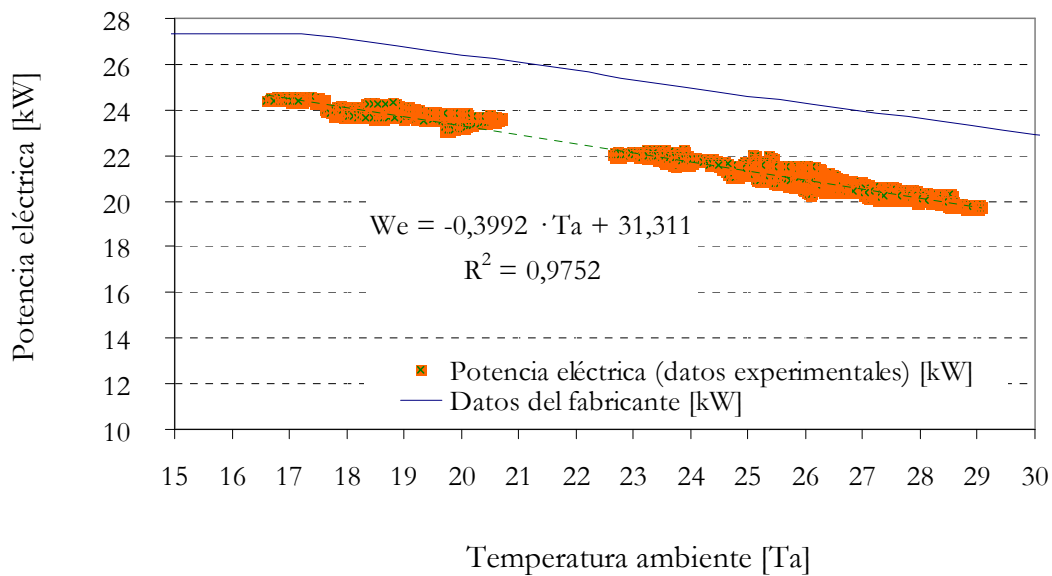


Figura 5-15. Influencia de la temperatura ambiente en la producción eléctrica del sistema de trigeneración en la central generadora Central Fòrum.

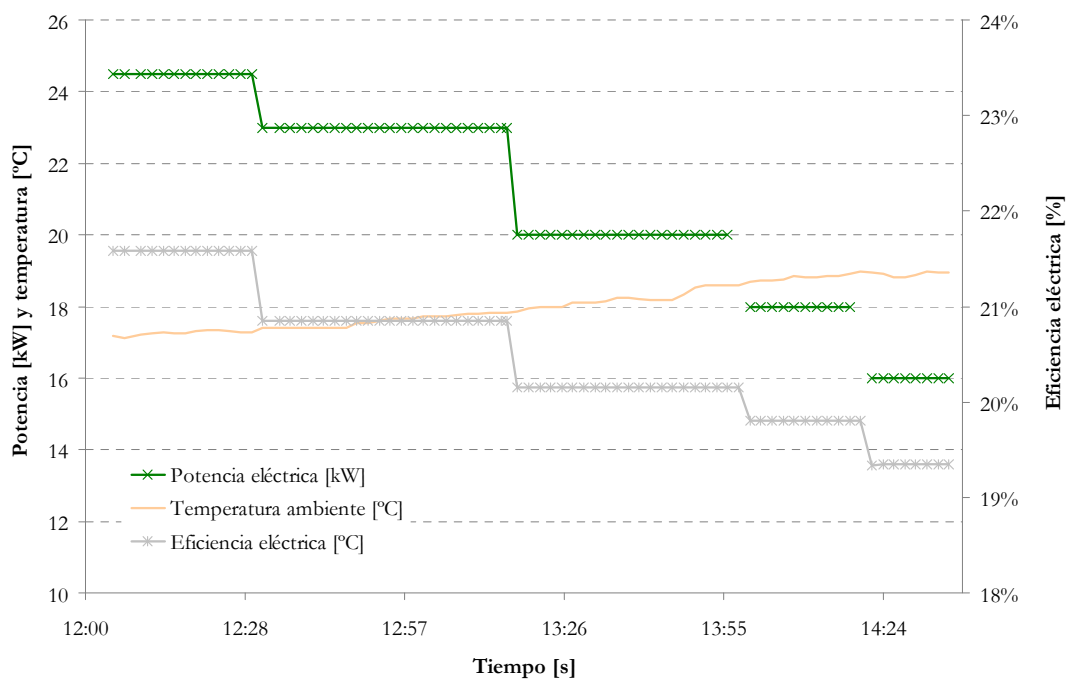


Figura 5-16. Rendimiento eléctrico en función de la potencia eléctrica generada operando la microturbina de gas en modo trigeneración a diferentes cargas (entre 16 kW y 24,5 kW) el 17 de enero de 2011.

La producción energética del sistema de trigeneración se muestra en la figura 5-17. La producción eléctrica ( $W_e$ ) se disminuyó desde 24,5 kW hasta 16 kW. La máxima potencia de agua caliente ( $Q_c$ ) fue de 29 kW y de agua fría 16 kW. La potencia de agua caliente se ve más afectada por la disminución de la potencia eléctrica que la de agua fría, reduciéndose un 26% y un 14,6%, respectivamente, al pasar de 24,5 kW a 16 kW. A pesar de la significativa disminución de la potencia energética del sistema de trigeneración, la eficiencia global disminuye solamente un 3% al reducir la potencia de 24,5 kW a 18 kW.

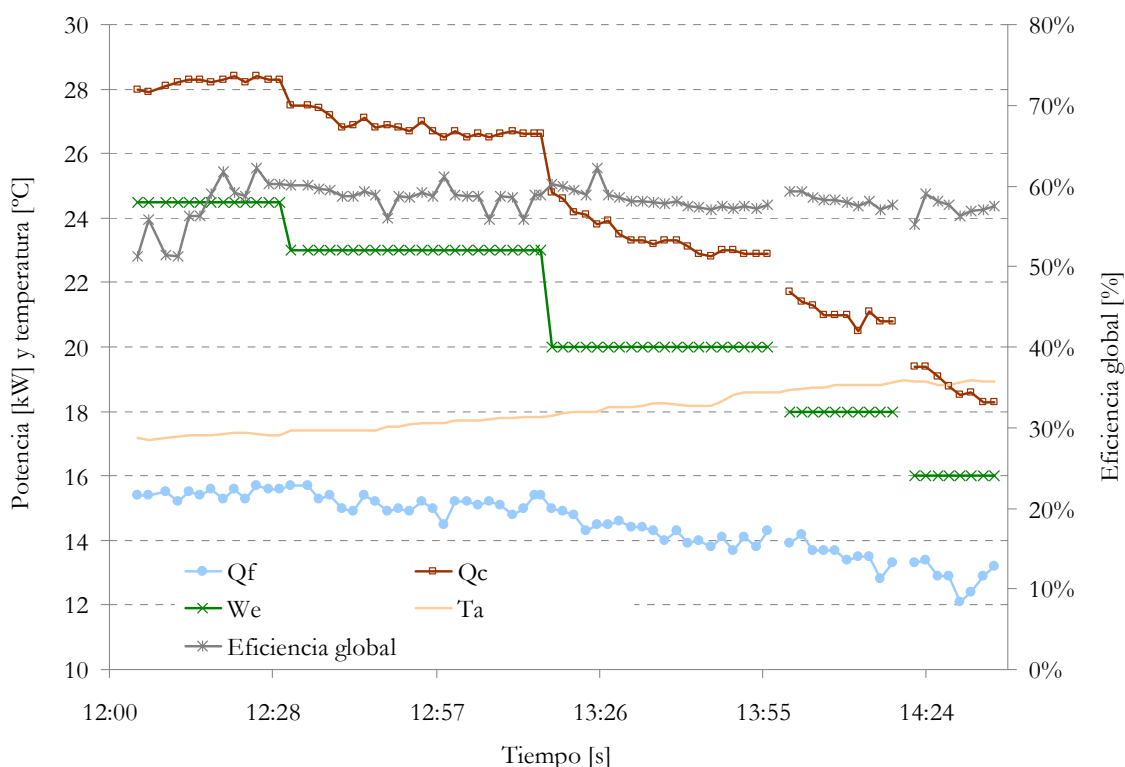


Figura 5-17. Perfiles de producción eléctrica, producción de frío y calor, eficiencia global y temperatura ambiente operando la microturbina de gas a diferentes cargas (entre 16 kW y 24,5 kW) el 17 de enero de 2011.

En la figura 5-18, se muestra la producción de calor y frío en función de la potencia eléctrica.

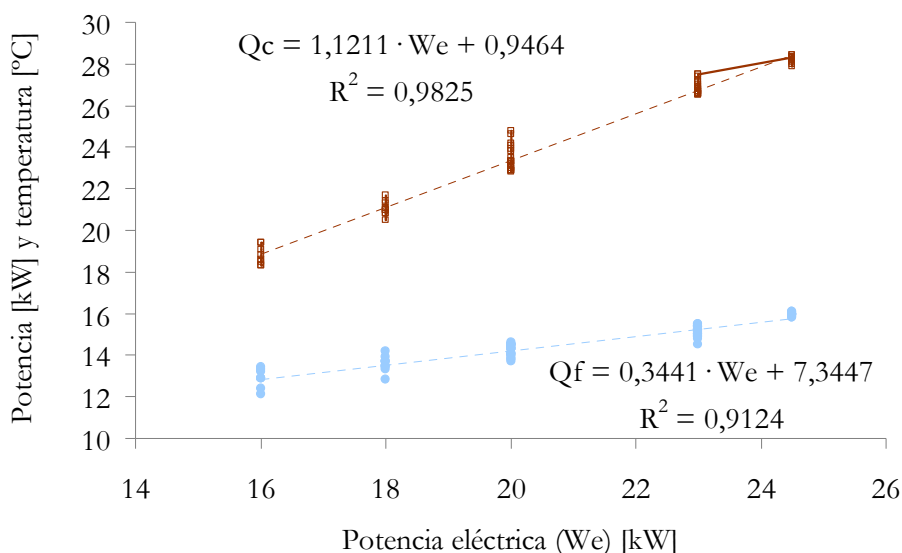


Figura 5-18. Producción de calor (Qc) y frío (Qf) del sistema de microtrigeneración en función de la potencia eléctrica (We).

## Operación del sistema en continuo

En las figuras 5-22, 5-23 y 5-24, se muestra la operación del sistema en continuo en modo cogeneración y trigeneración.

Se observa que la temperatura ambiente ( $T_a$ ) durante el período que se describe oscila de forma cíclica entre 19,5°C y 23,5°C, con temperaturas más bajas por la noche que durante el día.

La potencia eléctrica se mantiene en un rango de 23,2 y 24,5 kW con valores más altos por la noche por el efecto de la temperatura ambiente.

## En modo cogeneración

En la figura 5-22 se observa como los gases de escape de la microturbina de gas entran a la

caldera de recuperación de calor a una temperatura entre 272°C y 275°C, con un caudal de alrededor de 0,3 kg/s y generando una potencia térmica entre 57 kW y 59 kW, y una eficiencia de aproximadamente 91%. El agua caliente entra en el intercambiador alrededor de 67°C – 72°C y sale a una temperatura entre 82°C y 86°C, con un caudal de 3250 l/h.

El rendimiento eléctrico es de alrededor de un 22% y la eficiencia global de un 74%.

En la figura 5-19, se muestra la distribución de los flujos de la caldera de recuperación de calor (gases de escape – agua caliente) con el sistema operando en modo cogeneración.

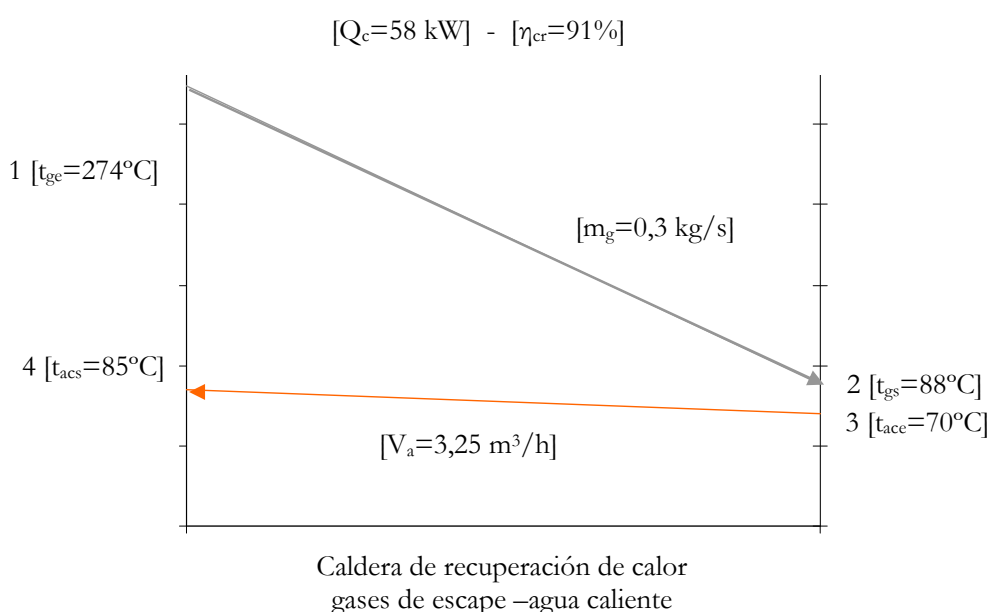


Figura 5-19. Distribución de los flujos de la caldera de recuperación de calor (gases de escape – agua caliente) con el sistema operando en modo cogeneración.

### En modo trigeneración

En las figuras 5-23 y 5-24, se muestra la operación en continuo del sistema en modo trigeneración.

Los gases de escape de la microturbina de gas, en modo trigeneración, operando a una potencia eléctrica de 24,5 kW tienen una temperatura de 288°C, aproximadamente un 5%

superior a la operación en modo cogeneración. Esto es debido principalmente a la reducción en aproximadamente un 9% de la eficiencia eléctrica de la microturbina por la contrapresión ejercida por el intercambiador de calor de aceite y elementos auxiliares. Por otra parte, el caudal de los gases de escape disminuye alrededor de un 23%. Este doble efecto, aumento de la temperatura de los gases de escape y reducción del caudal, se debe a la contrapresión ejercida por el intercambiador de aceite, válvulas, conducciones y codos. A pesar de que los gases de escape aumentan su temperatura, la disminución del caudal tiene un mayor efecto sobre el sistema, disminuyendo la energía térmica residual.

En la figura 5-20, se muestra la distribución de los flujos tanto del intercambiador de calor de aceite como de la caldera de recuperación. Los gases de escape salen del intercambiador de aceite a una temperatura de 205°C, entrando a continuación a la caldera de recuperación de calor donde se emplean para calentar el agua caliente de 66°C a 74°C. Finalmente los gases de escape salen al exterior a 85°C.

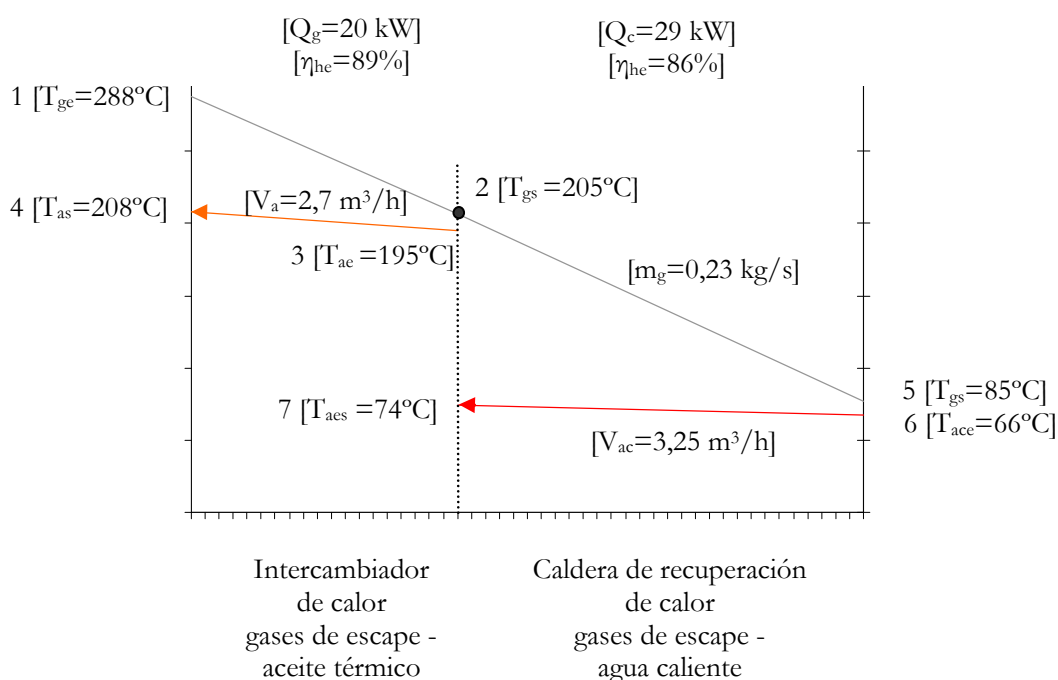


Figura 5-20. Distribución de los flujos del intercambiador de calor (gases de escape – aceite térmico) y de la caldera de recuperación de calor (gases de escape – agua caliente) con el sistema operando en modo trigeneración.

En la operación del sistema en modo trigeneración, se obtiene una potencia en el intercambiador de aceite de 20 kW con una eficiencia del 89%. En la caldera de recuperación de calor se obtienen 29 kW con una eficiencia térmica del 86%. En total, se aprovechan alrededor de 49 kW del calor residual.

En la figura 5-21, se muestra el rendimiento eléctrico ( $\eta_e$ ) y la eficiencia global calculada según se indica en la ecuación 25 del capítulo 2 ( $\eta_t$ ) y el COP de la enfriadora por absorción condensada por aire operando el sistema en continuo en modo trigeneración. El rendimiento eléctrico es de alrededor de un 20% y la global de un 57%. El COP de la enfriadora por absorción es de 0,78 para una producción de agua fría a una temperatura entre 9°C y 10°C con una temperatura ambiente de 17°C. En estas condiciones la enfriadora por absorción produce aproximadamente 16 kW de frío.

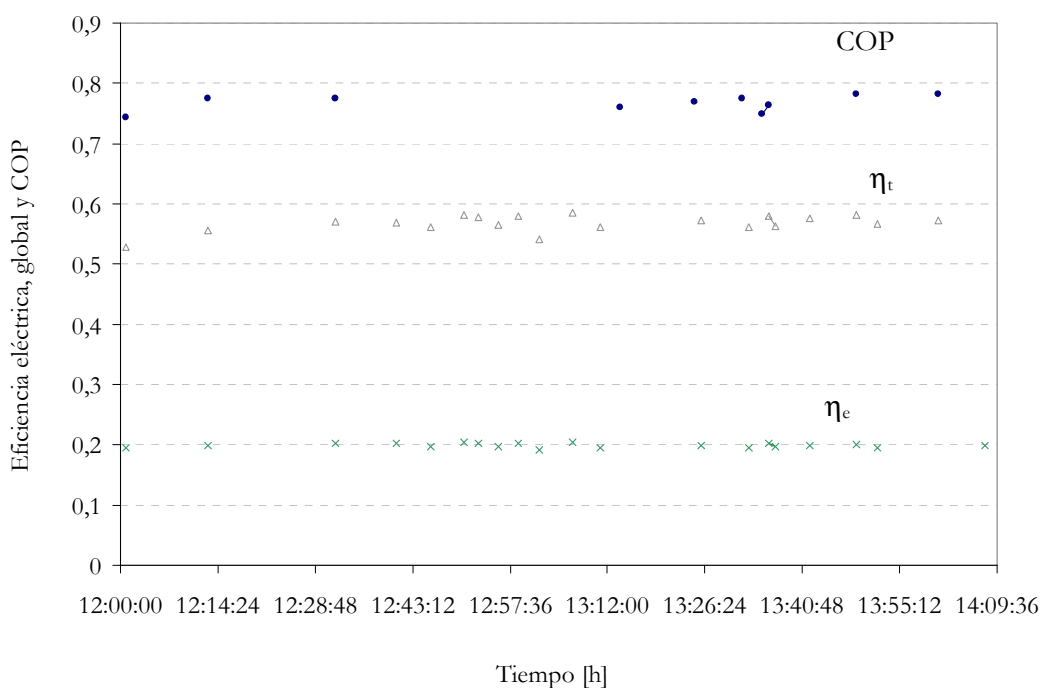


Figura 5-21. Rendimiento eléctrico ( $\eta_e$ ), global ( $\eta_t$ ) y COP del sistema en modo trigeneración durante la operación en marzo 2011.

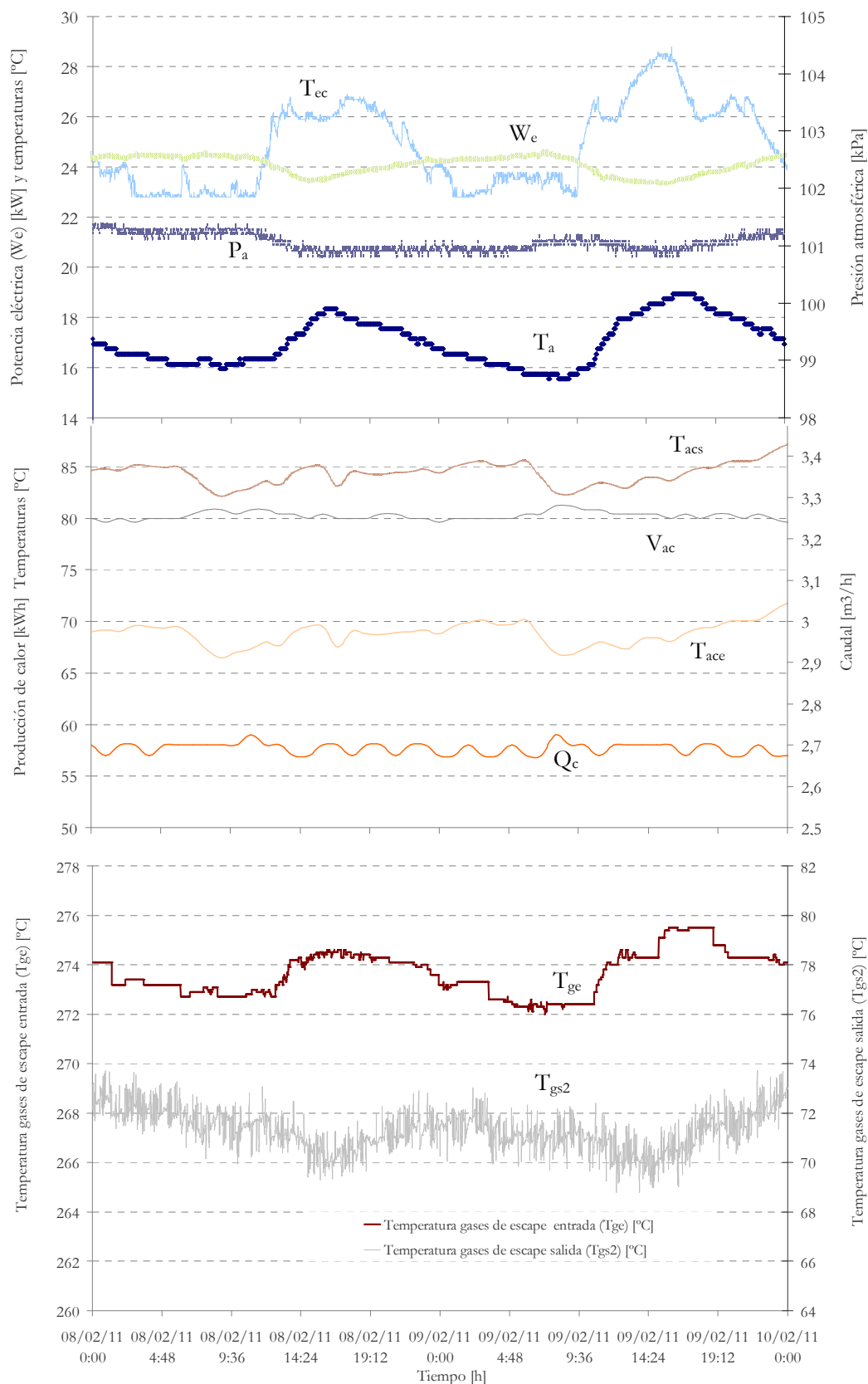


Figura 5-22. Operación del sistema en modo cogeneración en continuo del día 08 al 10 de febrero de 2011.

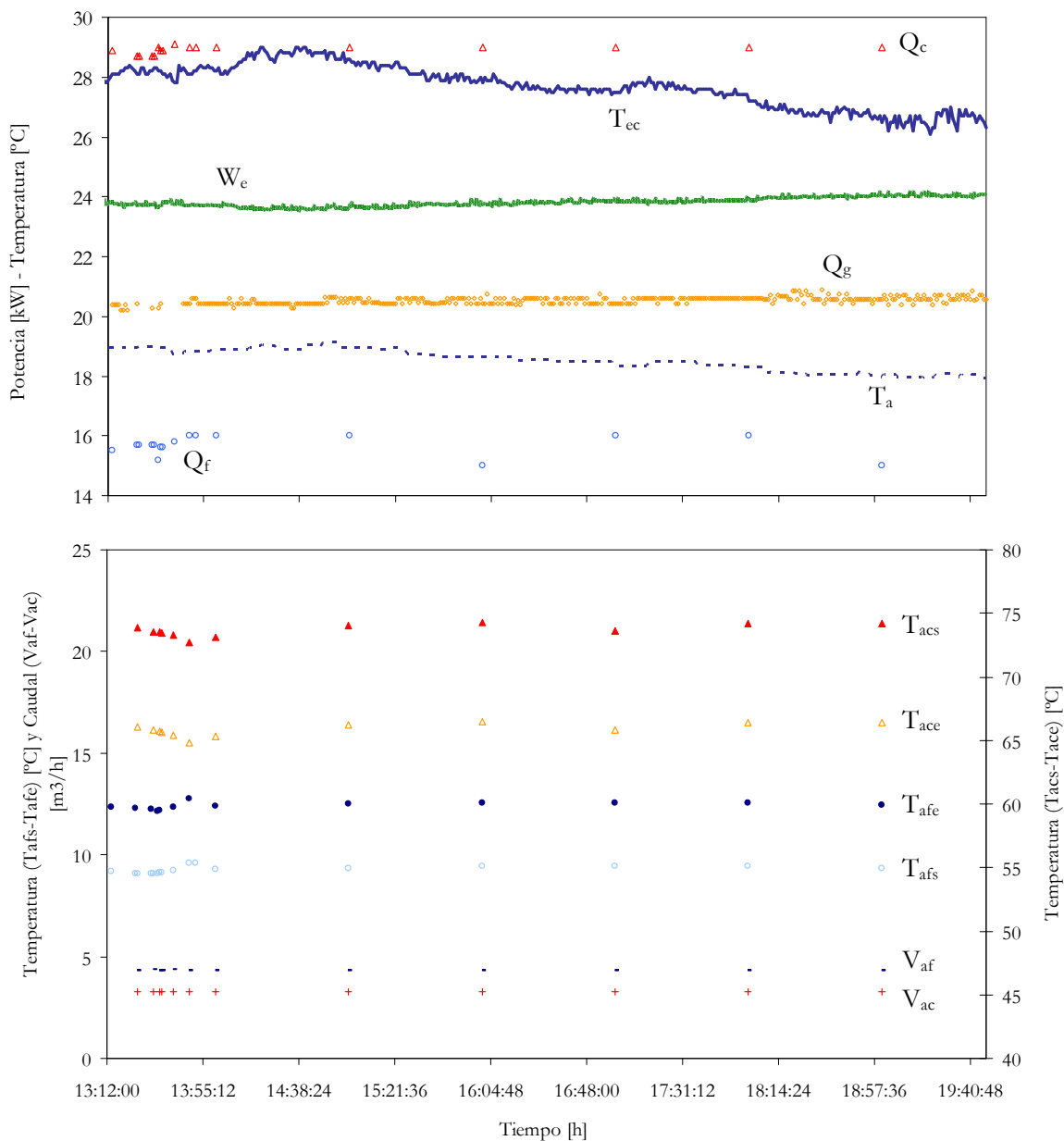


Figura 5-23. Operación del sistema en modo trigeneración en continuo en marzo de 2011.

Datos: Potencia eléctrica ( $W_e$ ) – Potencia en el generador ( $Q_g$ ) – Potencia térmica ( $Q_c$ ) – Potencia de refrigeración ( $Q_f$ ) – Temperatura ambiente ( $T_a$ ) – Temperatura antes del compresor ( $T_{ec}$ )

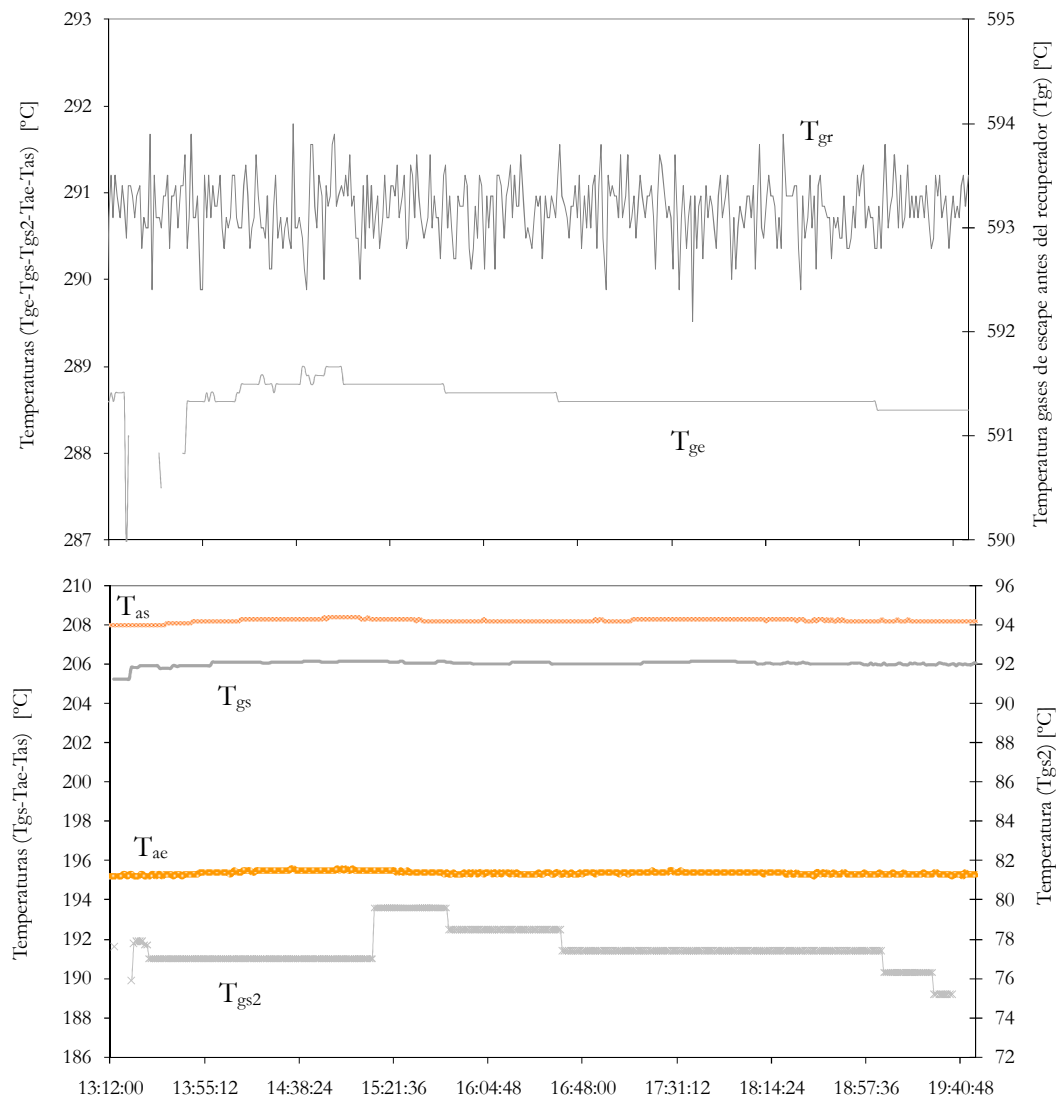


Figura 5-24. Operación del sistema en modo trigeneración en continuo en marzo de 2011. Datos de la temperatura de los gases de escape: antes del recuperador ( $T_{gr}$ ) – a la salida del recuperador ( $T_{ge}$ ) – a la salida del intercambiador de aceite ( $T_{gs}$ ) – a la salida de la caldera de recuperación de calor ( $T_{gs2}$ ) y Temperatura del aceite térmico: a la entrada del intercambiador de aceite ( $T_{ac}$ ) – a la salida del intercambiador de aceite ( $T_{as}$ )

## **5.5. Análisis de los resultados de la operación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fórum.**

Expuestos, en el apartado anterior, los resultados del sistema de trigeneración operando en la central generadora Central Fórum, se procede, a continuación, a realizar el análisis de los mismos.

La potencia eléctrica máxima estabilizada de 24,5 kW fue superior a la de las pruebas en el banco de ensayos. Este aumento puede ser debido al cambio del compresor de gas natural ya que se tuvo que substituir por su mal funcionamiento.

En modo cogeneración, para una potencia eléctrica de 24,5 kW, el sistema alcanza potencias térmicas entre 57 y 59 kW produciendo agua caliente a una temperatura de 85°C. Con un rendimiento eléctrico de un 22% y una eficiencia global de un 74%.

En modo trigeneración, la potencia de refrigeración de la enfriadora por absorción fue mayor que la obtenida en el banco de ensayos, alcanzando una potencia máxima de 16 kW, en cambio la producción de calor de 29 kW, estuvo por debajo de los 30 kW obtenidos en el banco de ensayos. La eficiencia global se mantuvo en los mismos valores obtenidos en los ensayos experimentales en el banco de ensayos, alrededor del 57% - 62% con un rendimiento eléctrico entre 20% y 21%.

En la figura 5-25 se muestran las prestaciones del sistema en modo trigeneración en función de los resultados obtenidos en el edificio Central Fórum.

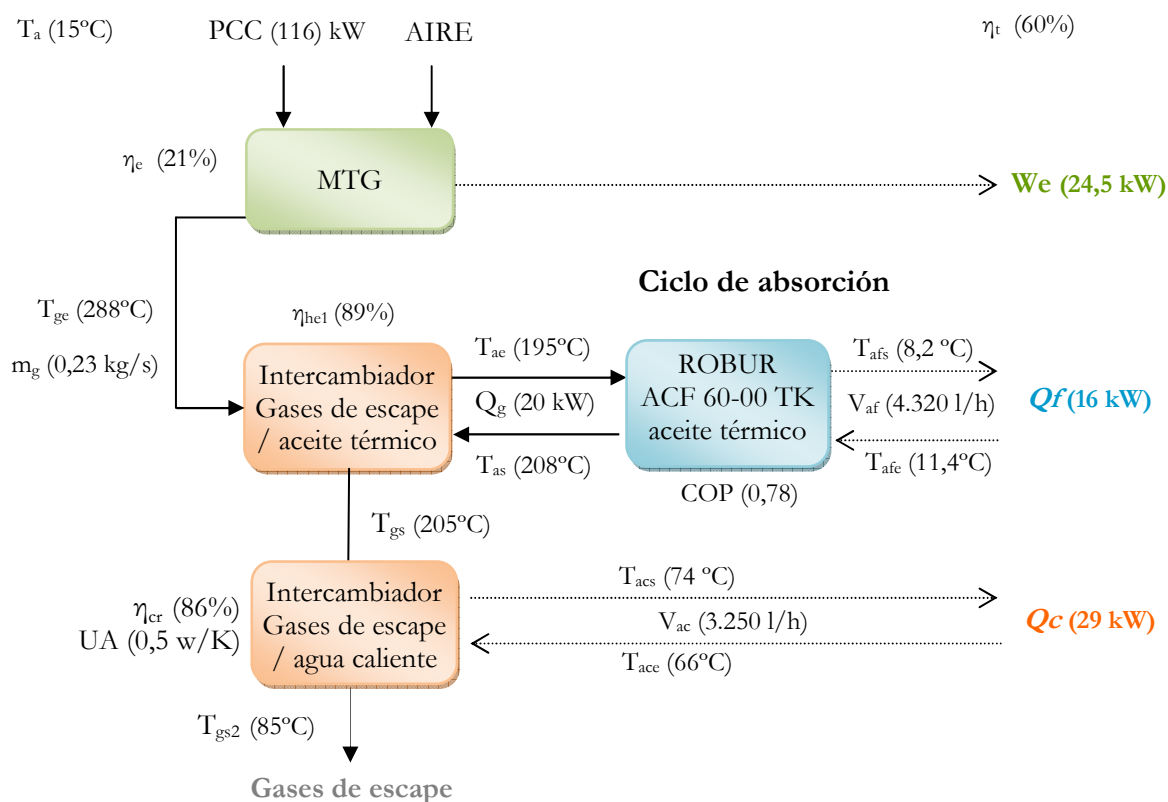


Figura 5-25. Resultados del sistema de trigeneración operando en la central generadora Central Fòrum

A partir de los resultados obtenidos en el edificios Central Fòrum, con el sistema de trigeneración operando con una enfriadora por absorción se procede a recalcular el sistema de trigeneración con dos enfriadoras por absorción conectadas en serie calculadas en el modelo realizado en el Capítulo 2 de la presente tesis. La potencia eléctrica se reduce a  $24,5\text{ kW}$ , produciendo gases de escape a una temperatura de  $288^\circ\text{C}$  con un caudal de  $0,23\text{ kg/s}$ . En la figura 5-26 se muestran los resultados del modelo del sistema de trigeneración con dos enfriadoras por absorción.

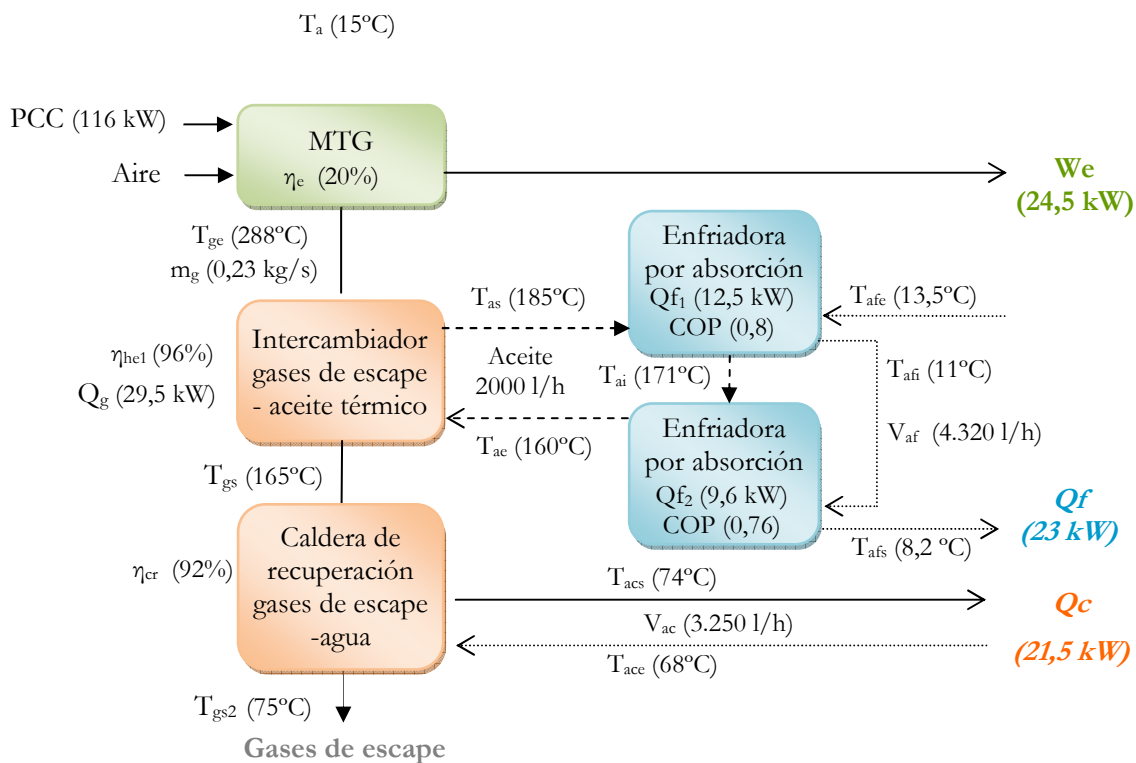


Figura 5-26. Microturbina C30 acoplada a dos enfriadoras por absorción amoníaco-agua conectadas en serie activada térmicamente mediante aceite térmico

## 5.6. Conclusiones

La integración de un sistema de trigeneración en una aplicación real requiere un estudio detallado de la demanda energética, el emplazamiento y sus instalaciones. La central generadora Central Fòrum de la red de distribución de calor y frío del Districlima de Barcelona es un excelente lugar para instalar el sistema de trigeneración. La central ofrece las siguientes ventajas:

- a) Una red de agua caliente y fría; conexión de gas natural y la infraestructura técnica ya existente.
- b) Existencia de un equipo de mantenimiento permanente capacitado para operar equipos similares (máquinas de absorción, intercambiadores de calor).
- c) Ingenieros para diseñar, construir y operar el sistema de trigeneración.
- d) Una gran empresa con experiencia en coordinación y gestión de instalaciones energéticas.
- e) La central generadora Central Fòrum tiene suficiente consumo energético propio para la cubrir la producción del sistema de trigeneración.

El sistema de trigeneración se instaló en la sala de calderas del edificio, adecuado al espacio requerido por el sistema y con una chimenea ya existente para facilitar la salida de los gases de escape al medio ambiente.

Los resultados muestran que el sistema puede generar una potencia eléctrica máxima estabilizada de 24,5 kW, superior a la obtenida en las pruebas realizadas en el banco de ensayos. Este aumento puede ser debido al cambio del compresor de gas natural ya que se tuvo que substituir por su mal funcionamiento. La potencia de refrigeración de la enfriadora por absorción también fue mayor, alcanzando una potencia máxima de 16 kW, en cambio la producción de calor de 29 kW estuvo por debajo de los 30 kW obtenidos en el banco de ensayos. La eficiencia global se mantuvo en los mismos valores obtenidos en los ensayos experimentales en el banco de ensayos, alrededor del 57 - 62% con un rendimiento eléctrico entre 20 y 21%.



# Capítulo 6

## Compatibilidad del sistema de trigeneración con las demandas energéticas en edificios del sector terciario y residencial

### 6.1. Introducción

La demanda del mercado de mejorar la eficiencia energética en los edificios ofrece la oportunidad de integrar sistemas de microtrigeneración en edificios del sector terciario y residencial, con un potencial de 6.414 MW de los cuales sólo un 3% está ya instalado [120].

La compatibilidad entre la demanda energética de los consumidores y el sistema de trigeneración se es importante para analizar la viabilidad del sistema.

En este capítulo se analizan los perfiles de demanda energética y la caracterización de la interacción mutua entre el sistema de microtrigeneración y los edificios residenciales,

hoteles y edificios de oficinas.

En primer lugar se describen los datos del consumo energético de los edificios. En función de la compatibilidad entre los perfiles de demanda de calor y frío de los edificios con el sistema de trigeneración, analizando posteriormente la viabilidad energética, económica y medioambiental.

## **6.2. Compatibilidad entre la energía suministrada en trigeneración y la demanda de energía en edificios**

Los edificios residenciales, hoteles, pequeños comercios e instalaciones industriales localizados en áreas mediterráneas tienen una importante demanda de climatización, que los convierten en un sector muy atractivo para la integración de sistemas de trigeneración.

El objetivo de este capítulo es determinar la compatibilidad entre los servicios de energía proporcionados por el sistema de microtrigeneración analizado en esta tesis y los servicios energéticos demandados en diversos tipos de edificios, calefacción, ACS y refrigeración.

El sector residencial, servicios e industrial es uno de los sectores de mayor consumo de energía en los países de la Unión Europea tal como ya se ha descrito en el Capítulo 1 de esta tesis. Las características estructurales de los propios edificios y las condiciones climáticas de la localización de dichos edificios tienen una gran influencia en la demanda de energía, así como su perfil horario.

En el presente estudio, se asume que el 100% de la electricidad producida por el sistema de trigeneración se venderá a la red en base al RD 661/2007, 25 de Mayo. Aunque también se contemplará la posibilidad de autoconsumo.

Se contemplan dos posibles modos de operación del sistema:

- En modo cogeneración, en épocas del año en la que no haya demanda de refrigeración.
- En modo trigeneración fijando la válvula de paso para la producción más adecuada de frío, aprovechando al máximo el calor útil del sistema. En este modo, la operación del sistema más apropiada a nivel energético, sería la instalación de

válvulas automáticas que permitiesen adecuar la producción de frío y calor a la demanda del edificio.

Ante la concentración de la demanda térmica en ciertas franjas horarias del día se ha contemplado la opción de instalar un depósito de acumulación de agua fría y otro de agua caliente para aumentar el calor útil aprovechado.

La estimación de la producción anual del sistema de microtrigeneración, se ha calculado a partir de los resultados obtenidos en la implantación del sistema en el edificio Central Fòrum del Districlima de Barcelona y de los resultados realizados en el banco de ensayos para la configuración con una enfriadora por absorción. También se ha realizado el modelo correspondiente a la operación del sistema con dos enfriadoras por absorción conectadas en serie. En la tabla 6-1 se muestra la producción energética y consumos del sistema de microtrigeneración accionado con gas natural situado en Barcelona (Latitud 41,38 – Longitud 2,18) a partir de la base de datos de temperatura de un año típico [121]. Se ha considerado la operación del sistema en continuo las 24 horas del día a lo largo del año, tanto en modo cogeneración como en modo trigeneración.

A continuación se describen los edificios y se determinan los perfiles de demanda de energía de los edificios que se adapten mejor a la producción energética del sistema de trigeneración. Los datos de edificios analizados se han obtenido del manual de diseño realizado por Gas Natural [122] modelados a partir de las aplicaciones DOE-2/eQUEST. Los edificios analizados son de diferentes sectores (residenciales, hoteles y oficinas) y de diferentes dimensiones (grandes y medianos). No debe olvidarse sin embargo, que los resultados que se presentan en esta tesis vienen supeditados a las premisas de partida y consideraciones de los diferentes edificios que se detallan en este capítulo.

Tabla 6-1. Producción y consumo energético del sistema de trigeneración en modo cogeneración y trigeneración en Barcelona y Zaragoza.

Lugar	Sistema de trigeneración	Producción de calor anual	Producción de frío anual	Producción eléctrica anual	Consumo gas natural anual
Barcelona	En modo cogeneración	502,5 MWh	-	209,0 MWh	922,7 MWh
	En modo trigeneración (con una enfriadora)	242,6 MWh	136,5 MWh	209,0 MWh	922,7 MWh
	En modo trigeneración (con dos enfriadoras)	184,1 MWh	187,6 MWh	209,0 MWh	922,7 MWh
Zaragoza	En modo cogeneración	500,6 MWh	-	207,3 MWh	917,8 MWh
	En modo trigeneración (con una enfriadora)	240,7 MWh	135,9 MWh	207,3 MWh	917,8 MWh
	En modo trigeneración (con dos enfriadoras)	182,6 MWh	186,8 MWh	207,3 MWh	917,8 MWh

### 6.2.1. Descripción y selección de los edificios

En primer lugar se describen los edificios para a continuación analizar las demandas energéticas anuales y de esta forma poder realizar la selección de los edificios compatibles con el sistema de trigeneración.

#### Edificios residenciales

La demanda de energía en los edificios residenciales está muy concentrada en ciertos períodos del día (entre 10-11 horas al día) debido a la ocupación típica de estos edificios. La demanda eléctrica es relativamente constante durante el año, pero la demanda de climatización varía según el período del año [123].

La demanda energética considerada en estos edificios se destina principalmente a: 1) electricidad (iluminación y operación de electrodomésticos: frigorífico, lavadora, lavavajillas, televisión, entre otros); 2) calor para calefacción en épocas estivales y para ACS durante todo el año y 3) frío para climatización en épocas estivales.

El sistema de climatización de los edificios residenciales consta de fan-coils a 4 tubos (2 de agua fría y 2 de agua caliente) con ventilación por infiltración natural (0,5 cambios de aire/hora). El circuito de agua caliente tiene una temperatura de salida de 82°C y funciona de Noviembre a Marzo de 6 de la mañana a 12 de la noche. El circuito de agua fría tiene una temperatura de salida de 6,5°C y funciona de Junio a Septiembre de 10 de la mañana a 9 de la noche. La consigna del termostato para calefacción es de 20°C y la de refrigeración de 25,55°C.

A continuación se analizan los diferentes edificios objeto de estudio.

√ Edificio residencial grande:

El edificio residencial de tamaño grande analizado está distribuido en 60 apartamentos de 100 m<sup>2</sup> de construcción reciente ubicado en Zaragoza.

Para definir los perfiles de demanda se ha considerado una ocupación máxima durante la noche, reduciéndose de las 7 de la mañana a las 5 de la tarde durante los días laborales. Los fines de semana las horas de ocupación del edificio son mayores, desplazándose los perfiles de demanda a horas más tardías. La ocupación estimada es de 33,27 m<sup>2</sup>/persona para la zona residencial y de 92,93 m<sup>2</sup>/persona para las zonas comunes (entrada, escaleras, rellanos, entre otros).

√ Edificio residencial mediano:

El edificio residencial de tamaño mediano ubicado en Zaragoza está distribuido en 6 plantas que alberga 18 apartamentos con un total de 1560 m<sup>2</sup>

Para definir los perfiles de demanda se ha considerado una ocupación del 90% durante todo el día, reduciéndose al 30% entre las 7 de la mañana a las 5 de la tarde durante los días laborales. Los fines de semana la ocupación se reduce más tarde, con porcentajes durante el día por encima del 50%. La ocupación estimada es de 21,2 m<sup>2</sup>/persona en la zona de

residencial.

## Hoteles

Los hoteles son edificios atractivos para la trigeneración por tener consumo de energía durante todo el día y durante toda la semana, aumentando el número de horas totales de consumo anuales.

El sistema de climatización de los edificios residenciales consta de fan-coils a 4 tubos (2 de agua fría y 2 de agua caliente) con ventilación por infiltración natural (0,5 cambios de aire/hora). El circuito de agua caliente tiene una temperatura de salida de 82°C y el de agua fría una temperatura de salida de 6,5°C. Ambos circuitos funcionan 24 horas al día todos los días del año adaptándose a la demanda. La consigna del termostato para calefacción es de 21,1°C y la de refrigeración de 24,4°C.

### √ Hotel grande:

El hotel de tamaño grande ubicado en Barcelona se ha considerado que dispone de 300 habitaciones distribuidas en 31 plantas con una superficie total de 21734 m<sup>2</sup> de los cuales solamente 12.280 m<sup>2</sup> disponen de climatización.

Para definir los perfiles de demanda se ha considerado unas tasas de ocupación de 23,23 m<sup>2</sup>/persona en habitaciones, de 9,29 m<sup>2</sup>/persona en zonas comunes y de 92,93 m<sup>2</sup>/persona en zonas no climatizadas. La demanda energética en las habitaciones se concentra en dos picos, uno grande a la tarde-noche y otro más pequeño por la mañana. En las zonas comunes el consumo se estima constante y máximo entre las 7 de la mañana y las 23 de la noche.

### √ Hotel mediano:

El hotel de tamaño mediano se ha considerado que consta de unas 70 habitaciones con una superficie total de 2.800 m<sup>2</sup>. y que se ha ubicado en Barcelona.

Para definir los perfiles de demanda se ha considerado unas tasas de ocupación de 23,23 m<sup>2</sup>/persona en habitaciones, de 9,29 m<sup>2</sup>/persona en zonas comunes y de 92,93 m<sup>2</sup>/persona

en zonas no climatizadas. La demanda energética en las habitaciones se concentra en dos picos, uno grande a la tarde-noche y otro más pequeño por la mañana. En las zonas comunes el consumo se estima constante y máximo entre las 7 de la mañana y las 23 de la noche.

## Edificios de oficinas

Los edificios de oficinas no son edificios muy favorables para la integración de sistemas de trigeneración por su consumo energético concentrado entre 10 y 12 horas diarias, reduciéndose el consumo energético anual entre 2000 y 2500 horas. A pesar de esta restricción, tienen la ventaja de tener un consumo continuado bastante regular entre las 8-9 de la mañana hasta las 7-8 de la tarde [123].

El sistema de climatización de los edificios de oficinas consta de fan-coils a 4 tubos (2 de agua fría y 2 de agua caliente) con ventilación por infiltración natural (0,5 cambios de aire/hora). El circuito de agua caliente tiene una temperatura de salida de 82°C y el de agua fría una temperatura de salida de 6,5°C. Ambos circuitos funcionan de las 6 de la mañana a las 21 horas. La consigna del termostato para calefacción es de 21,1°C y la de refrigeración de 24,4°C.

### √ Edificios de oficina grande:

El edificio de oficinas grande es un modelo aproximado del edificio de Gas Natural en la Avenida América en Madrid. Este edificio tiene una superficie total climatizada de 12730 m<sup>2</sup> distribuidos en 13 plantas.

Se ha considerado una ocupación progresiva con un máximo para las horas de jornada laboral entre 8 de la mañana y 8 de la tarde. El fin de semana se considera una ocupación nula.

### √ Edificio de oficinas mediano:

El edificio de oficinas mediano analizado tiene una superficie de 3500 m<sup>2</sup> distribuidos en tres plantas y está ubicado en Madrid.

Para definir los perfiles de demanda se ha considerado una ocupación progresiva de 8-9 de la mañana a 17-20 de la tarde. El fin de semana se considera una ocupación nula.

### Comparativa de la demanda energética de los edificios

A partir de las condiciones y parámetros anteriores se determinaron las demandas energéticas de los edificios. En la tabla 6-2 se muestra el consumo energético anual de los diferentes edificios descritos.

Si se comparan la tabla 6-1 y la tabla 6-2 se observa como los edificios con mayor compatibilidad a nivel de demanda energética anual con el sistema de trigeneración son el edificio residencial y el hotel mediano. La demanda energética, tanto eléctrica como térmica en el edificio residencial es muy inferior a la producción del sistema de trigeneración. En cambio en el hotel grande, sucede lo contrario, las demandas son muy superiores. Los edificios de oficina tienen una demanda de calor muy inferior a la capacidad del sistema de trigeneración. Esto significa que no se aprovecharía todo el calor útil del sistema de trigeneración, y no se llegarían a cumplir los criterios de eficiencia mínimos.

Tabla 6-2. Consumo energético anual de los edificios analizados

		Demanda de calefacción anual	Demanda de ACS anual	Demanda de refrigeración anual	Demanda eléctrica anual
Edificio residencial	Grande	106.074 kWh	295458 kWh	280.591 kWh	219006 kWh
	Mediano	22.882 kWh	97.575 kWh	29.657 kWh	52.507 kWh
Hotel	Grande	511.450 kWh	836.594 kWh	1.056.420 kWh	9.328.354 kWh
	Mediano	98.337 kWh	143.844 kWh	243.787 kWh	259.916 kWh
Edificio oficinas	Grande	58.658 kWh	53.717 kWh	1.129.660 kWh	4.920.951 kWh
	Mediano	28.707 kWh	15.069 kWh	149.110 kWh	243.207 kWh

A continuación se realiza el análisis de los perfiles de demanda del edificio residencial grande y del hotel mediano.

### **6.2.2. Análisis de los perfiles de demanda mensuales y horarios de los edificios seleccionados: edificio residencial grande y hotel mediano**

Seleccionados los edificios, se procede al análisis de los perfiles de demanda mensuales y horarios para verificar la compatibilidad con la producción del sistema de trigeneración.

El objetivo de éste sistema es cubrir la demanda eléctrica, de calor y de frío de un usuario, en este caso un edificio, sustituyendo los diferentes equipos de producción convencionales por un único sistema.

La demanda energética de los edificios muestra una concentración, principalmente de refrigeración, en ciertos intervalos del día y durante reducidos periodos del año.

Con el objetivo de aumentar la compatibilidad entre la demanda energética de los edificios y la producción del sistema de trigeneración se considerará la opción de añadir un depósito de almacenamiento de agua fría y caliente.

#### **Edificio residencial grande**

El edificio residencial tiene una demanda de calor durante todos los meses del año, ya sea para calefacción y/o ACS. En cambio la demanda de refrigeración se concentra en los meses de verano, de junio a septiembre (véase figura 6-1). En esta figura, se observa que el sistema de trigeneración con una enfriadora por absorción opera únicamente en modo trigeneración los meses de verano (de junio a septiembre), suministrando entre un 13% y un 21% de la demanda de refrigeración mensual, y entre un 75% y un 80% de la demanda de calor. Con la instalación de una segunda enfriadora por absorción se aumenta aproximadamente en un 8% la demanda cubierta de frío, aunque se disminuye aproximadamente un 20% la demanda de calor cubierta. El resto del año opera en modo cogeneración, cubriendo el 100% de la demanda de calefacción excepto en los meses de diciembre y enero en los que se cubre aproximadamente el 70% de la demanda de calor.

La demanda de calor horaria del edificio residencial grande en un día típico de enero muestra como el pico del consumo de calor se produce por la mañana entre las 7 y las 10 de la mañana (véase figura 6-2). En este período la demanda de calor llega a puntas de 420 kWh. El sistema de trigeneración cubre el 52% de la demanda de calor diaria, no obstante con un sistema de acumulación se podría llegar a cubrir el 70% de la demanda de calor en los días más fríos de invierno.

En la figura 6-3 se muestra la demanda de frío en un día típico de agosto. La demanda de frío se concentra entre las 10 de la mañana y las 8 de la tarde con una punta de 245 kWh a las 10 de la mañana. La demanda de frío es muy superior a la producida por el sistema de trigeneración, llegando a cubrir únicamente un 9% de la demanda y llegando a un 20% en caso de utilizar sistemas de acumulación.

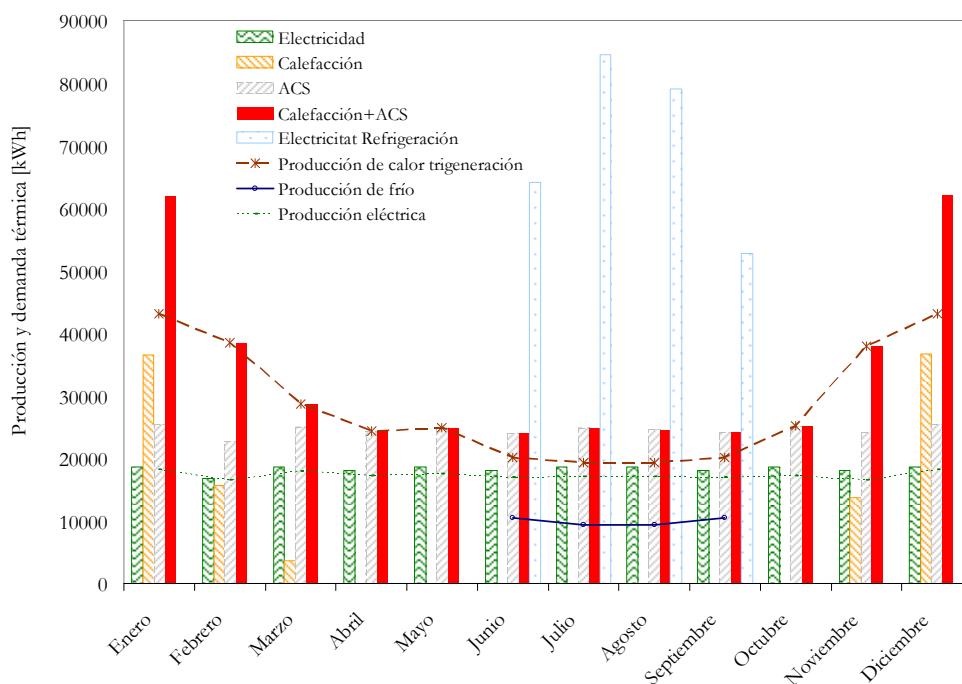


Figura 6-1. Producción de energía térmica del sistema de trigeneración demanda mensual de calefacción, ACS y refrigeración del edificio residencial grande.

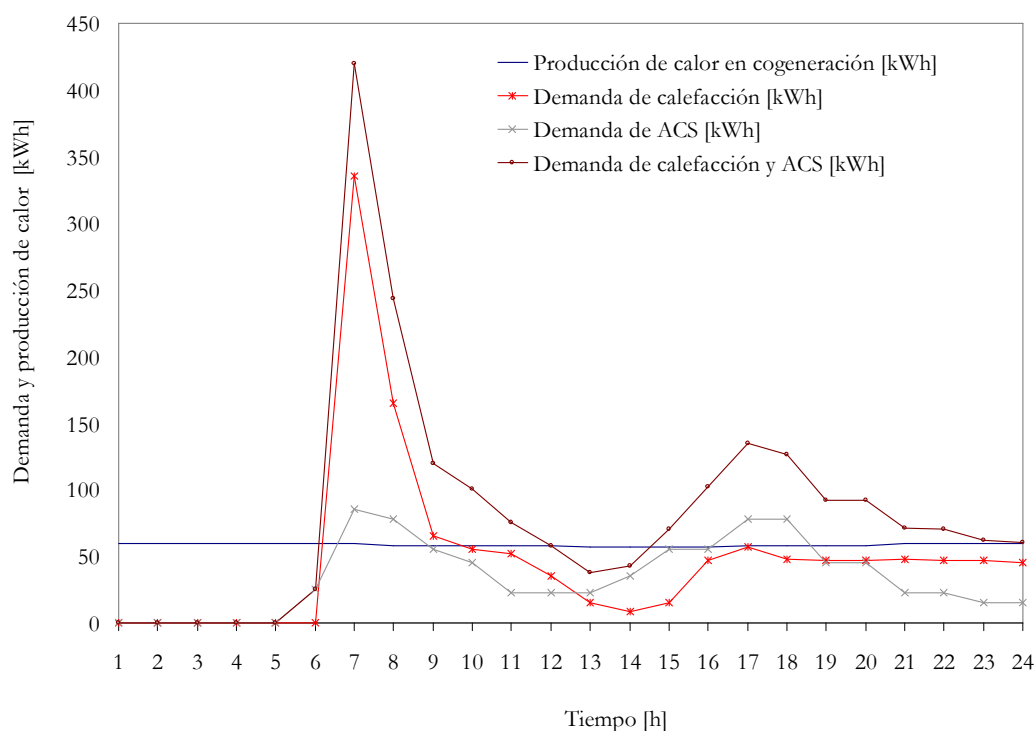


Figura 6-2. Perfil de demanda y producción de calor del edificio residencial grande para un día típico de enero.

Aunque en esta tesis se ha considerado que se exporta la electricidad a la red, existe la posibilidad de utilizarla para el consumo propio del edificio. En la figura 6-4 se muestran los tres perfiles de demanda eléctrica considerados, uno para los días laborales, otro para el sábado y otro para el domingo. El sistema de trigeneración cubre el 100% de la demanda eléctrica del edificio los fines de semana y un 80% los días laborales. En esta figura se observa cómo el 20% restante se corresponde a dos puntas de consumo, una entre las 14h y las 16h de la tarde y otra entre las 21h y las 24h de la noche.

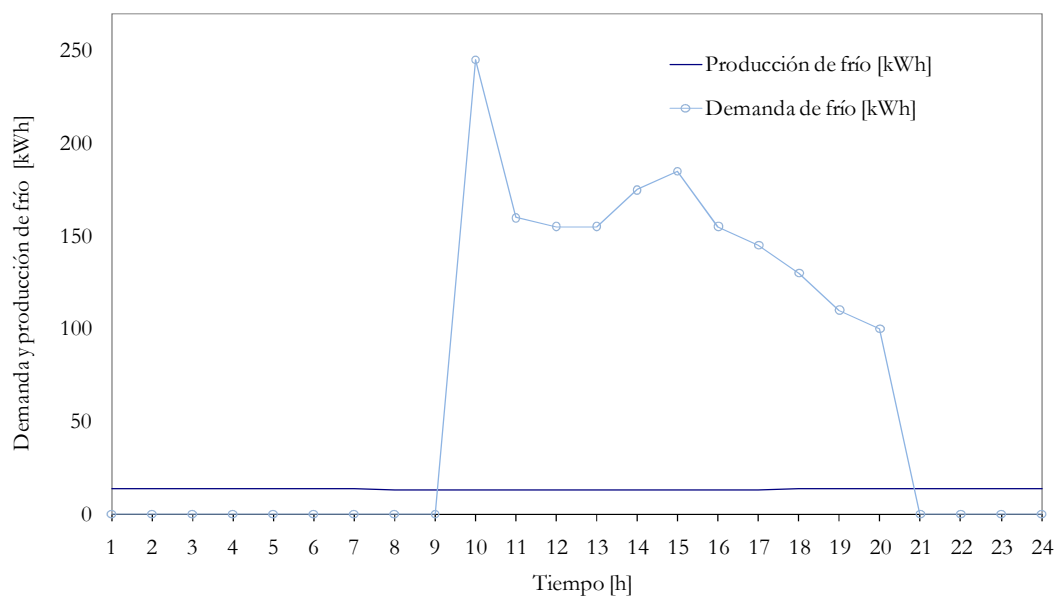


Figura 6-3. Perfil de demanda y producción de frío del edificio residencial grande para un día típico de agosto.

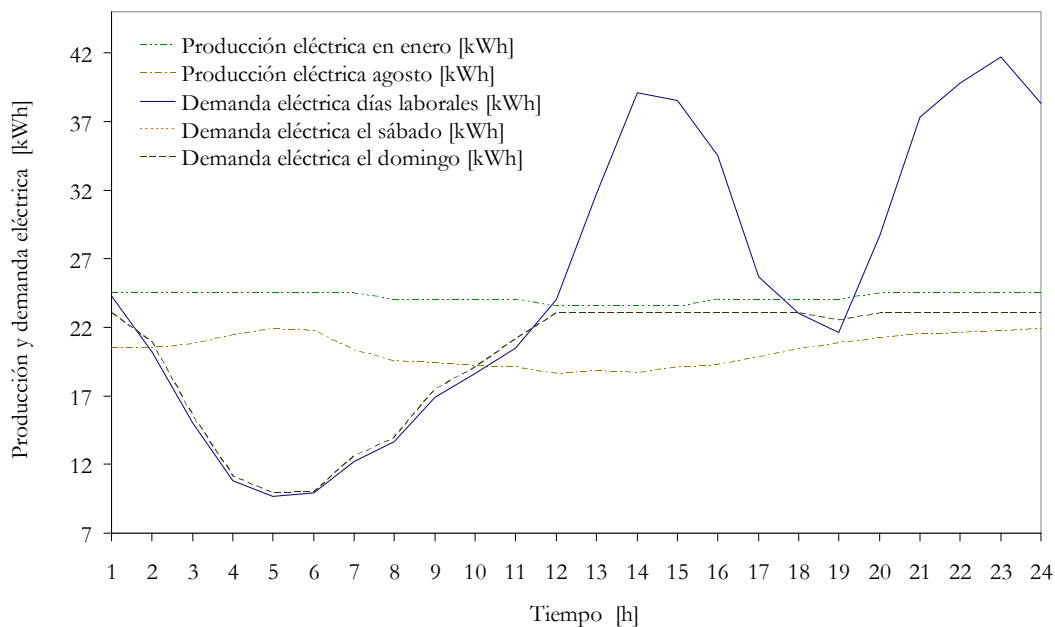


Figura 6-4. Producción eléctrica del sistema de trigeneración y demanda eléctrica del edificio residencial grande para diferentes días de las semana.

A partir de los perfiles de demanda anteriores en la tabla 6-3 se determina la demanda de calor y frío del edificio residencial grande cubierta por el sistema de trigeneración sin acumulación y con acumulación de energía térmica. Se considera que se exporta el 100% de la producción eléctrica.

Para el cálculo de la producción del sistema de trigeneración se ha considerado la operación del sistema de trigeneración en modo cogeneración desde octubre hasta mayo y en modo trigeneración el resto del año. Los perfiles horarios de la demanda del edificio se han comparado con la producción horaria del sistema de trigeneración. A partir de cuatro días típicos (enero, junio, agosto y noviembre) se ha considerado que la demanda de calor de los meses de diciembre y enero siguen el mismo perfil horario que el día típico de enero. Los meses de noviembre, febrero y primeros días de marzo siguen el mismo perfil que el día típico de noviembre. Los meses de junio y septiembre siguen el mismo perfil de demanda de calor y frío del día típico de junio. El resto de meses únicamente tienen consumo de ACS.

En la tabla 6-3, se muestran los resultados del análisis de la compatibilidad energética entre los edificios y el sistema de trigeneración sin acumulación y con sistema de acumulación (para más información véase anexo A.4).

Tabla 6-3. Compatibilidad de la demanda de energía térmica del edificio residencial grande con el sistema de trigeneración para diferentes escenarios.

Acumulación de energía térmica	Aplicación	Energía demandada [kWh/año]	Producción sistema microtrigeneración [kWh/año]	
			1x enfriadora	2x enfriadoras
Sin sistema de acumulación	Calefacción y ACS	401.531	303.932	291670
	Refrigeración	280.591	19.746	27.151
Con sistema de acumulación	Calefacción y ACS	401.531	341.597	323.329
	Refrigeración	280.591	43.884	60.341

En ambos casos será necesaria la instalación adicional de sistemas convencionales (calderas,

bombas de calor o enfriadoras por compresión eléctricas) o sistemas alternativos activados con energías renovables.

## Hotel mediano

El hotel mediano tiene una demanda de calor con un perfil muy similar a la demanda del edificio residencial grande pero con valores inferiores. Lo mismo sucede con el perfil de demanda de frío, concentrada entre los meses de junio y septiembre. No obstante, el hotel mediano, también tiene demanda de frío, durante los meses comprendidos entre octubre y mayo (véase figura 6-5). Por lo tanto, el sistema de trigeneración opera en modo trigeneración durante todo el año, adaptando la distribución de producción de frío-calor según la demanda energética. En esta figura se observa como el sistema de trigeneración cubre el 100% de la demanda frío en los meses comprendidos entre noviembre y abril y en mayo y octubre se cubre el 70% de la demanda de frío. En cambio, en los meses de verano, el porcentaje disminuye a un 29% y 34% en junio y septiembre y a un 21% en julio y agosto. La demanda de calor queda prácticamente cubierta al 100%, únicamente en los meses de enero y diciembre quedaría por cubrir aproximadamente un 9%.

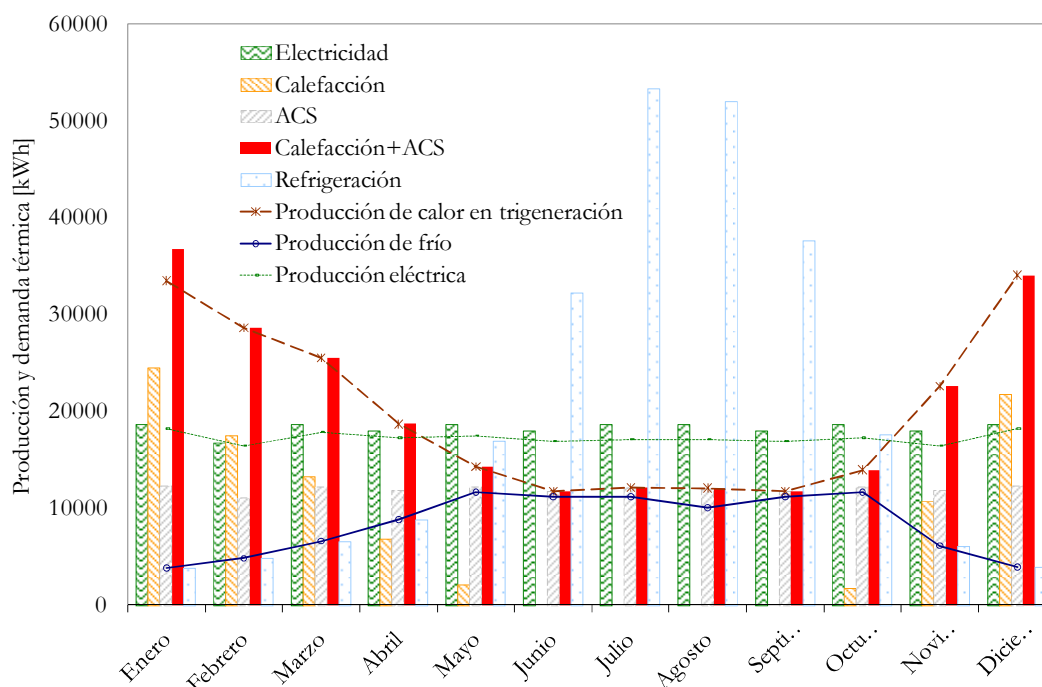


Figura 6-5. Producción de energía térmica del sistema de trigeneración y demanda mensual de calefacción, ACS y refrigeración del hotel mediano.

La demanda de calor horaria del hotel mediano en un día típico de enero muestra como el pico del consumo de calor se produce a las 7h de la mañana, reduciéndose progresivamente hasta las 13h del mediodía con puntas de 100 kWh. (véase figura 6-2). A partir de las 15h del mediodía vuelve a aumentar la demanda de calor hasta las 24h de la noche. El sistema de trigeneración cubre el 52% de la demanda de frío, no obstante con un sistema de acumulación el sistema de trigeneración se puede regular y reducir la producción de frío constante a 7 kWh, aumentando la producción de calor a 46 kWh cubriendo el 91% de la demanda de frío y calor.

En la figura 6-7 se muestra la demanda de frío en un día típico de agosto. La demanda de frío se concentra entre las 5h de la mañana y las 24h de la noche con una punta de 120 kWh a las 16 de la tarde. La demanda de frío es muy superior a la producida por el sistema de trigeneración, incluso con dos enfriadoras por absorción, llegando a cubrir un 12,5% de la demanda y llegando a un 30% en caso de utilizar sistemas de acumulación.

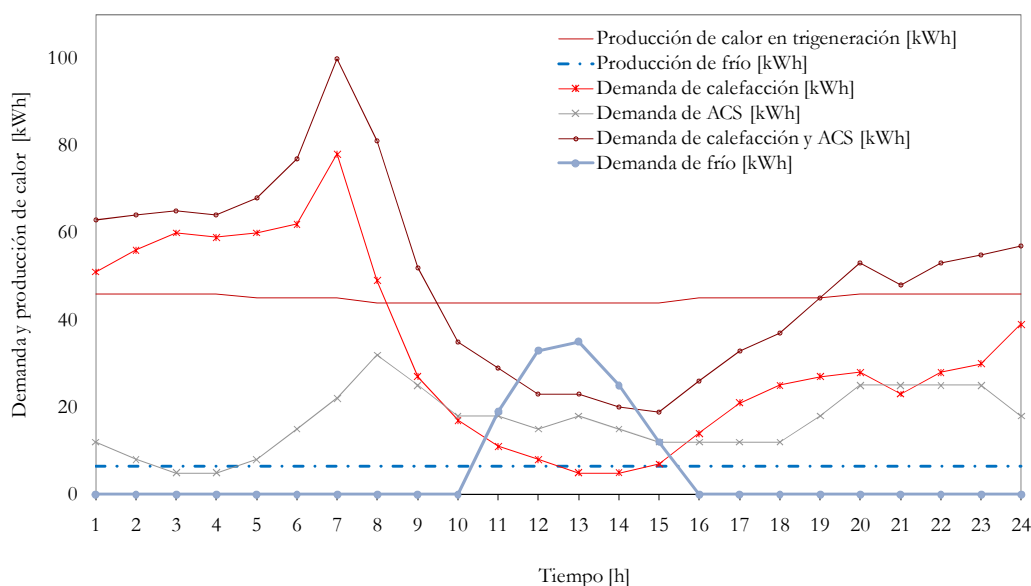


Figura 6-6. Perfil de demanda y producción de calor del hotel medio para un día típico de enero con acumulación de energía térmica.

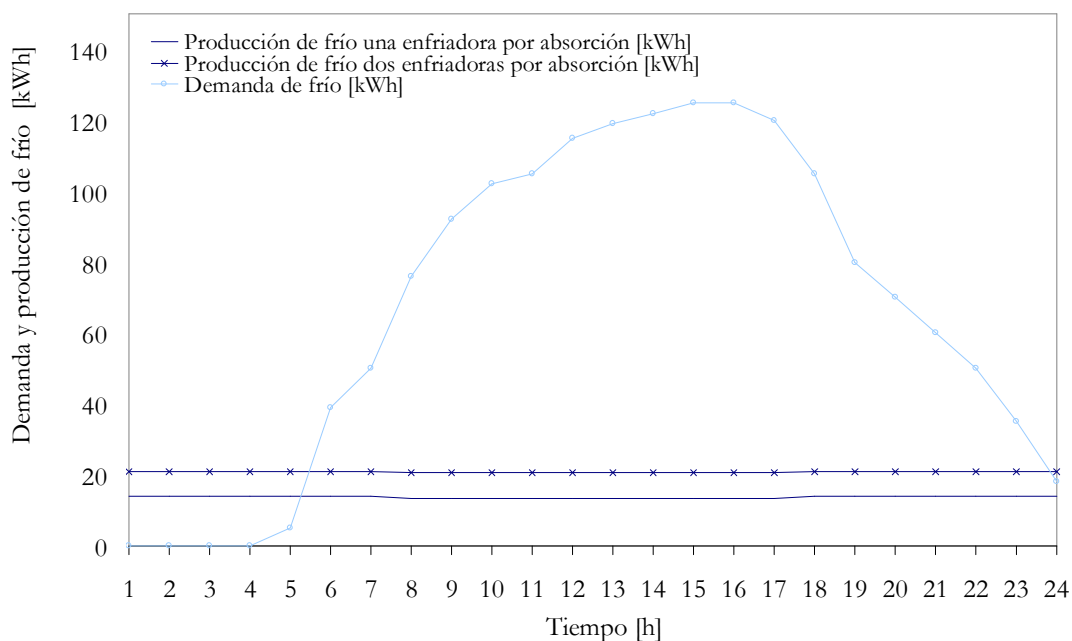


Figura 6-7. Perfil de demanda y producción de frío del hotel mediano para un día típico de julio.

En la figura 6-8 se muestran los perfiles de demanda eléctrica considerados para los días laborales y para los días festivos. El sistema de trigeneración cubre el 71% de la demanda eléctrica del edificio los días laborales y un 80% los días festivos. En esta figura se observa como el porcentaje de demanda no cubierto por el sistema de trigeneración se corresponde a dos puntas de consumo, una entre las 8h y las 15h de la tarde y otra entre las 17h y las 24h de la noche en los días laborales y en períodos más tardíos y más reducidos los fines de semana y festivos.

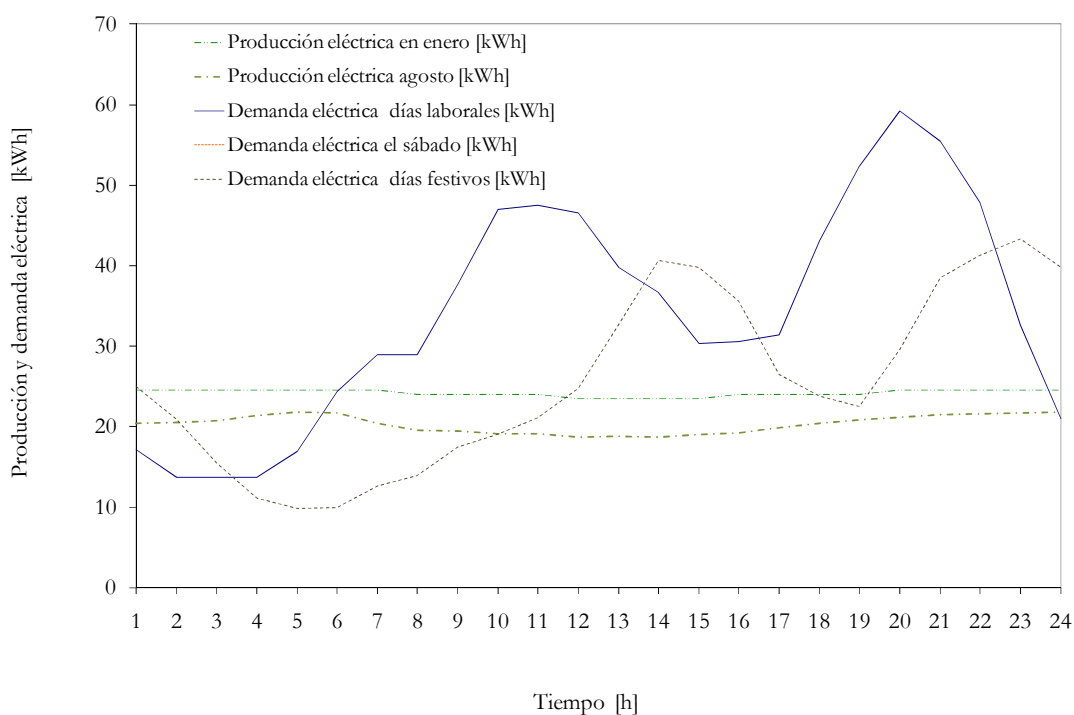


Figura 6-8. Producción eléctrica del sistema de trigeneración y demanda eléctrica del hotel mediano en días laborales y festivos.

A partir de los perfiles de demanda anteriores en la tabla 6-4 se determina la demanda de calor y frío del hotel mediano cubierta por el sistema de microtrigeneración sin acumulación y con acumulación de energía térmica. Se considera que se exporta el 100% de la producción eléctrica.

Para el cálculo de la producción del sistema de microtrigeneración se ha considerado la operación del sistema de trigeneración en modo trigeneración, con una producción de frío del 100% desde mayo hasta octubre y en adaptando la producción de frío a la demanda el resto del año. Los perfiles horarios de la demanda del edificio se han comparado con la producción horaria del sistema de trigeneración. A partir de cuatro días típicos (enero, abril, julio y octubre) se ha considerado que la demanda de calor de los meses de diciembre y enero siguen el mismo perfil horario que el día típico de enero. Los meses de noviembre, febrero y marzo siguen el mismo perfil que el día típico de enero, pero con demandas un 30% inferiores. Los meses de mayo y octubre siguen el mismo perfil de demanda de calor y frío del día típico de abril, pero con demandas un 70% inferiores. El resto de meses

únicamente tienen consumo de ACS.

En la tabla 6-4, se muestran los resultados del análisis de la compatibilidad energética entre el hotel mediano y el sistema de trigeneración sin acumulación y con sistema de acumulación (para más información véase anexo A.5).

Tabla 6-4. Compatibilidad de la demanda de energía térmica del edificio del hotel mediano con el sistema de trigeneración para diferentes escenarios.

Acumulación de energía térmica	Aplicación	Energía demandada [kWh/año]	Producción sistema microtrigeneración [kWh/año]	
			1x enfriadora	2x enfriadoras
Sin sistema de acumulación	Calefacción y ACS	242180	198.097	193.198
	Refrigeración	243787	32.546	47.063
Con sistema de acumulación	Calefacción y ACS	242180	234.480	234.480
	Refrigeración	243787	101.744	127.083

En ambos casos será necesaria la instalación adicional de sistemas convencionales (calderas, bombas de calor o enfriadoras por compresión eléctricas) o sistemas alternativos activados con energías renovables.

### 6.2.3. Análisis de la demanda de un edificio hipotético

Ante los resultados obtenidos en los perfiles de demanda de los edificios analizados, se considera la posibilidad de la integración del sistema de microtrigeneración en un edificio hipotético en el cual se consuma el 100% de la producción eléctrica, de calor y frío.

Para el análisis de este edificio hipotético, se han considerado las siguientes hipótesis:

- El edificio consume el 100% de la producción eléctrica, de calor y frío producida por el sistema de trigeneración

- Se considera la operación del sistema las 24 horas del día durante los 365 días del año.
- La demanda de frío se produce entre los meses de mayo y septiembre. En estos meses el sistema operará en modo trigeneración. El resto del año el sistema operará en modo cogeneración.

En la tabla 6-5 se muestra la producción anual del sistema de microtrigeneración en función de las hipótesis establecidas en este apartado. En este caso al consumir el 100% de la energía producida por el sistema de microtrigeneración, no se considera el sistema de acumulación. (Para más información véase Anexo A.6).

Tabla 6-5. Producción anual del sistema de microtrigeneración instalado en un edificio hipotético.

Aplicación	Producción sistema microtrigeneración [kWh/año]	
	1x enfriadora por absorción	2x enfriadoras por absorción
Calefacción y ACS	415.900	397.300
Refrigeración	44.400	61.000

### 6.3. Eficiencia del sistema de trigeneración en edificios residenciales y del sector terciario

En este apartado se analiza la viabilidad de la integración del sistema de trigeneración en un edificio residencial grande, en un hotel mediano y en el edificio hipotético con las características indicadas en el apartado 6.2. El análisis de la eficiencia del sistema se ha realizado en base a las diferentes metodologías expuestas en el apartado 2.5.5 (PES, AEPT y REE), que permiten comparar la trigeneración con sistemas convencionales. En la tabla

6-6 se muestran los resultados.

Tabla 6-6. Evaluación del rendimiento del sistema de trigeneración integrado en edificios.

Edificio	Sistema de acumulación de energía térmica	Enfriadoras por absorción	PES según Directiva 2004/8/CE	AEPT [%]			REE
			[%]	A – Baja eficiencia	B - Eficiencia intermedia	C - Estado del arte	[%]
Edificio residencial grande	Sin acumulación	1x	-9,1	0,2	-0,1	-0,3	39,6%
		2x	-9,4	0,2	-0,1	-0,3	39,2%
	Con acumulación	1x	1,2	0,2	0,0	-0,2	46,3%
		2x	1,9	0,2	0,0	-0,2	46,1%
Hotel mediano	Sin acumulación	1x	-25,0	0,1	-0,3	-0,5	32,6%
		2x	-21,9	0,1	-0,3	-0,5	33,2%
	Con acumulación	1x	-2,2	0,2	-0,1	-0,4	40,8%
		2x	2,6	0,2	-0,1	-0,3	43,4%
Edificio hipotético	Sin acumulación	1x	9,9	0,3	0,1	-0,1	57,8%
		2x	10,4	0,3	0,1	-0,1	57,4%

De los resultados expuestos en la tabla 6-6 se observa como la instalación de sistemas de acumulación de energía térmica son imprescindibles para obtener altas eficiencias y ahorros de energía primaria. En el hotel, es más interesante la configuración del sistema con dos enfriadoras por absorción debido al consumo más prolongado de refrigeración durante el año. En cambio en el edificio grande, la configuración con dos enfriadoras por absorción ofrece unos resultados, en cuanto a eficiencia, muy similares a la instalación de una única enfriadora por absorción.

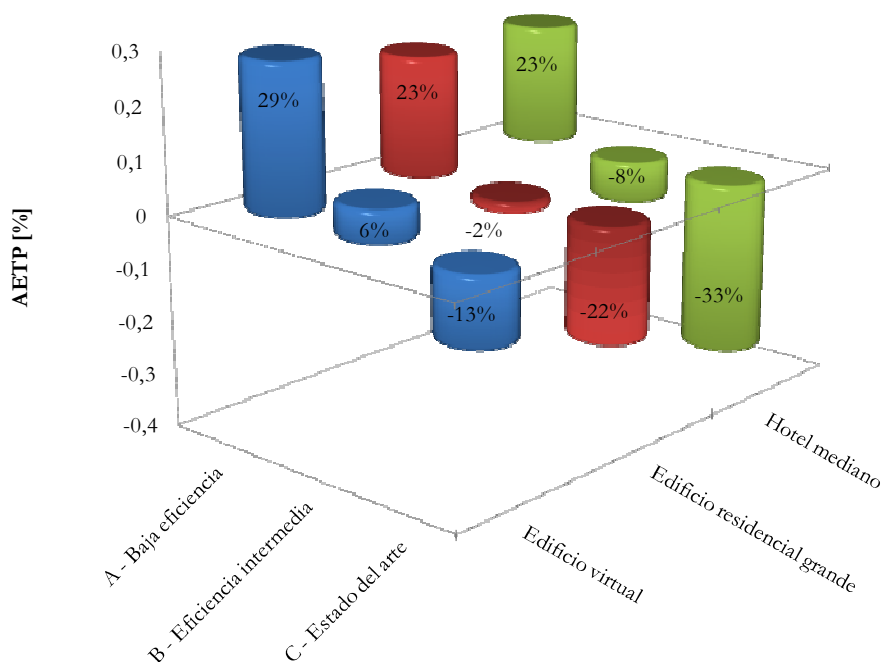


Figura 6-9. AEPT del sistema de trigeneración con dos enfriadoras por absorción en los diferentes edificios seleccionados para diferentes escenarios de eficiencia de la tecnología convencional.

El sistema de microtrigeneración se considera de alta eficiencia instalado en un edificio hipotético donde se consume el 100% de la producción operando en modo trigeneración las 24 horas del día entre mayo y septiembre y en modo cogeneración el resto del año con un ahorro en energía primaria ligeramente superior al 10%, según se indica en la Directiva 2004/8/CE. En el caso del edificio residencial grande con sistema de acumulación, se obtienen ahorros en energía primaria del 2% según el cálculo indicado por la Directiva 2004/8/CE, mientras que en el hotel mediano en el caso de utilizar un sistema de acumulación de agua caliente y fría y con la instalación de dos enfriadoras por absorción se llegan a valores de ahorro de energía primaria del 2,6%.

El hotel mediano es de gran interés a nivel energético por su demanda de refrigeración más regular durante todo el año, aunque los resultados de ahorros en energía primaria, muestran que dependerá mucho de los perfiles del hotel objeto de estudio para afirmar la viabilidad de la instalación de un sistema de trigeneración frente a alternativas convencionales.

La viabilidad del sistema de trigeneración en edificios residenciales y hoteles con almacenamiento de energía térmica muestra las ventajas de integrar este sistema en edificios con consumos de energía térmica. La compatibilidad entre los edificios y el sistema de trigeneración se deberá estudiar para cada caso en particular.

## 6.4. Análisis medioambiental

Uno de las metas importantes de la actual política energética es la reducción de las emisiones. La MTG tiene niveles de emisiones más bajos que otras tecnologías de cogeneración de potencia similar. En la tabla 6-7 se muestran los valores de las emisiones de NO<sub>x</sub> de la microturbina según el fabricante que están muy por encima de las emisiones medidas a la salida de los gases de escape al exterior (véase tabla 6-8).

Tabla 6-7. Emisiones de NO<sub>x</sub> de la microturbina de gas.

	Micro turbina de gas μT 28-60/80 L (15% O <sub>2</sub> )	Motor de combustión interna (30 kW y 5 % O <sub>2</sub> )
NO <sub>x</sub>	< 30 mg/Nm <sup>3</sup>	< 100 mg/Nm <sup>3</sup>

El ahorro de las emisiones anuales del sistema de trigeneración en comparación con la instalación de sistemas convencionales varía en función del tipo de edificio.

Considerando que se exporta el 100% de la electricidad producida a la red, ésta será siempre la misma independientemente de la demanda del edificio, con un consumo de gas natural anual de alrededor de 907 MWh y con una producción eléctrica de alrededor de 907 kWh.

Tabla 6-8. Emisiones de la microturbina de gas medidas a la salida al exterior operando el sistema en modo trigeneración.

Micro turbina de gas 28 kW (18,4% O <sub>2</sub> )	Temperatura gases de escape [°C]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	NO <sub>2</sub> [ppm]	C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> [ppm]
Mediciones realizadas a la salida al exterior (Tgo2)	77	2	1	0,7 - 1,1	150 - 200

En el cálculo del ahorro energético se ha considerado que el sistema convencional para cubrir la misma demanda que la producida por el sistema de trigeneración está formado por una caldera de gas con una eficiencia térmica del 80% para la producción de calor, una enfriadora por compresión eléctrica con un COP de 2 para la producción de frío y la conexión directa a la red para el consumo eléctrico, incluido el consumo de la enfriadora por compresión.

El factor de emisión considerado para el gas natural es de 0,00019 tCO<sub>2</sub>/kWh y el de la electricidad de la red eléctrica española es de 0,00041 tCO<sub>2</sub>/kWh [124].

Esto significa que el ahorro anual de emisiones de CO<sub>2</sub> del sistema de trigeneración en comparación al sistema convencional, utilizando los datos calculados en el apartado 6.2 es de 17,4 tCO<sub>2</sub>/año para el edificio hipotético con dos enfriadoras por absorción y de 18,4 tCO<sub>2</sub>/año con una única enfriadora por absorción.

En la figura 6-10 se muestra la comparación entre la producción de electricidad, frío y calor del sistema de trigeneración y el sistema convencional y el ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> para el edificio hipotético con dos enfriadoras por absorción.

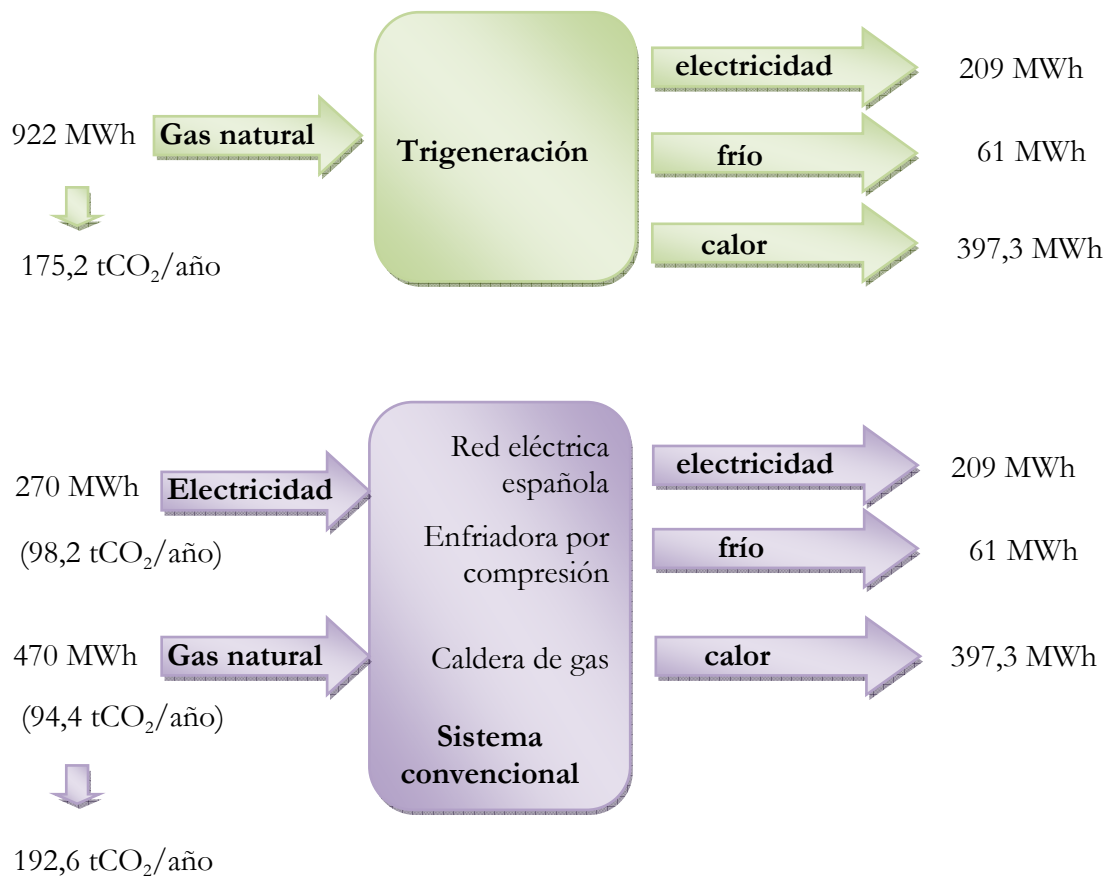


Figura 6-10. Comparativa de emisiones entre el sistema de trigeneración y el convencional en el edificio residencial grande

Para el edificio residencial grande, el ahorro anual de emisiones de CO<sub>2</sub> es superior a 0,8 tCO<sub>2</sub>/año mientras que el hotel mediano no presenta ahorros de emisiones de CO<sub>2</sub> debido a que la demanda de calor del edificio es menor, y por lo tanto en ciertos períodos del año no se aprovecharía el 100% del calor residual del sistema de trigeneración

## 6.5. Análisis económico

El análisis de viabilidad económica del sistema de trigeneración se realizó mediante el método estático del cálculo del período de retorno de la inversión y los métodos dinámicos del valor actual neto y la tasa interna de rentabilidad en función de la relación entre los costes de la electricidad y del gas natural en comparación con el sistema convencional. Para ello es necesario analizar la inversión del sistema de trigeneración y del sistema convencional y calcular el ahorro anual.

### 6.5.1. Cálculo de los precios de compra y venta de la energía

El cálculo de los precios de venta de la energía eléctrica se han obtenido, considerando que el sistema de trigeneración pertenece al grupo a.1.1 según el RD 661/2007, de 25 de mayo, Art. 2.1.a). Este grupo corresponde a cogeneraciones que utilizan como combustible gas natural, siempre que éste suponga al menos el 95 por ciento de la energía primaria utilizada, o al menos el 65 por ciento de la energía primaria utilizada cuando el resto provenga de biomasa y/o biogás.; siendo los porcentajes de la energía primaria utilizada citados medidos por el poder calorífico inferior.

La retribución de las instalaciones del grupo a.1.1 se actualizan cada cierto tiempo. El mismo RD 661/2007, en el artículo 44 y anexo VII, contempla la actualización automática trimestral de las tarifas y primas en función de las variaciones de los índices de precios de combustibles y la variación del IPC.

$$Pv_{n+1} = Pv_n \cdot (1 + IPC_n) \cdot (1 + \delta_n Pv) \quad (53)$$

donde,

$Pv_{n+1}$  - Tarifa vigente en el trimestre "n+1".

$Pv_n$  - Tarifa de venta vigente en el trimestre "n".

$IPC_n$  - Variación del IPC (expresado en porcentaje)

$\delta_n Pv$  - Corrección global por el índice del precio de combustible que le corresponda le corresponda ( $IComb$ ) y por el crecimiento en la tasa del IPC real. Siendo,

$$\delta_n Pv = A \cdot \delta_n IComb + B \cdot \Delta_n IPC \quad (54)$$

donde,

$$\delta_n IComb = \frac{1 + \Delta_n IComb}{1 + IPC_n} - 1 \quad (55)$$

siendo,

$$\Delta_n IComb = \frac{IComb_n - IComb_{n-1}}{IComb_{n-1}} \quad (56)$$

donde,

$IComb_n$  - Índice del precio del combustible tras la actualización para el trimestre "n"

$$\Delta_n IPC = \frac{IPC_n - IPC_{n-1}}{IPC_{n-1}} \quad (57)$$

siendo,

$IPC_n$ : Índice de precios al consumo al finalizar el trimestre "n".

$A, B$  - coeficientes fijos de actualización dependientes del nivel de potencia y del combustible utilizado. Los valores aparecen recogidos en la tabla nº1 del mismo anexo. Para gas natural y potencias inferiores a 1 MW, el coeficiente  $A$  es de 0,5404 y el coeficiente  $B$  es de -0,0402.

En esta tesis, se considera el valor de IPC contante en el tiempo.

Posteriormente en la Orden ITC/3519/2009, de 28 de diciembre [], se modifica el índice de precios de combustible ( $IComb$ ) igualándose al coste base de la materia prima del gas

natural en el trimestre en que vaya a ser de aplicación (c€/kWh PCS), publicado trimestralmente en el BOE de acuerdo a la ecuación 58.

$$C_{mpGN} = C_n + TP \quad (58)$$

donde,

*C<sub>n</sub>* - el coste de la materia prima calculada de acuerdo con la formulación recogida en el artículo 8 de la Orden ITC/1660/2009, de 22 de junio, por la que se establece la metodología de cálculo de la tarifa de último recurso de gas natural, tomando nulos los valores de los términos PRQ y  $\alpha$ , y los del resto de valores, los de aplicación en el trimestre correspondiente.

*TP* - término de peaje en c€/kWh que se calculara de acuerdo con la ecuación .

$$TP = 12 \frac{T_{rc} + T_f + 0,72T_{fr}}{229} + T_{cv} + 0,72T_{vr} + \frac{0,72 \cdot 5 \cdot T_{GNLp}}{1000}$$

Siendo:

- *T<sub>rc</sub>* - término de reserva de capacidad del peaje de transporte y distribución, expresado en c€/kWh/día/mes.
- *T<sub>f</sub>* - componente fijo del término de conducción del peaje de transporte y distribución, escalón 2.4, expresado en c€/kWh/día/mes.
- *T<sub>fr</sub>* - término fijo del peaje de regasificación, expresado en c€/kWh/día/mes.
- *T<sub>cv</sub>* - componente variable del término de conducción del peaje de transporte y distribución, expresado en c€/kWh.
- *T<sub>vr</sub>* - término variable del peaje de regasificación, expresado en c€/kWh.
- *T<sub>GNLp</sub>* - canon de almacenamiento de GNL, expresado en c€/MWh/día.

Para esta tesis, se han considerado los precios fijados en la Orden ITC/3353/2010, de 28 de diciembre [125]. En el Anexo II se indica que a partir de 1 de octubre de 2010 la tarifa para el Grupo a.1.1 para potencias inferiores a 0.5 MW es de 14,3949 c€/kWh y a partir de

enero del 2011 de 14,3548 c€/kWh. La primera tarifa publicada en el Art. 35 del RD 661/2007, de 25 de mayo fue de 12,04 c€/kWh.

En el Art. 28 del mismo RD se indica el complemento por mayor eficiencia de las instalaciones del régimen especial, aplicable a la energía cedida al sistema (véase ecuación 59).

$$\text{Complemento por eficiencia} = 1,1 \cdot \left( \frac{1}{\text{REE}_{\text{mínimo}}} - \frac{1}{\text{REE}_i} \right) \cdot \text{Cmp} \quad (59)$$

donde,

*REEmínimo*: Rendimiento eléctrico equivalente mínimo exigido que aparece en la tabla del anexo I.

*REE<sub>i</sub>*: Rendimiento eléctrico equivalente acreditado por la instalación, en el año considerado y calculado según el anexo I.

*Cmp*: coste unitario de la materia prima del gas natural (en c€/kWh PCS) publicado periódicamente por el Ministerio De Industria, Turismo y Comercio, por medio de la orden en la que se establecen, entre otros, las tarifas de venta de gas natural y gases manufacturados por canalización para suministros a presión igual o inferior a 4 bar.

Este complemento se modificó con la Disposición adicional quinta, en la que se substituyó la variable del coste unitario de la materia prima del gas natural para el cálculo del complemento por eficiencia regulado en el artículo 28 del Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo.

$$\text{Complemento por eficiencia} = 1,1 \cdot \left( \frac{1}{\text{REE}_{\text{mínimo}}} - \frac{1}{\text{REE}_i} \right) \cdot \text{Cn} \quad (60)$$

Los valores del Cn se publican en el Boletín Oficial del Estado (BOE) por resolución de la Secretaría del Estado de Energía. En la Resolución de 28 de septiembre de 2010, de la Secretaría de Estado de Energía, se publican los valores del coste de la materia prima y del coste base de la materia prima del gas natural para el tercer trimestre 2010, a los efectos del

cálculo del complemento de eficiencia y los valores retributivos de las instalaciones de cogeneración y otras en el Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo ( $C_n = 2,1608 \text{ c€/kWh}$ ).

Para el cálculo del precio del gas natural se ha estimado un precio de  $0,038 \text{ €/kWh}$  en función de la directiva [126] y del mercado debido a su reciente liberalización.

En la tabla 6-9 se muestran los precios energéticos de la electricidad y el gas natural utilizados en esta tesis.

Tabla 6-9. Precios energéticos de la electricidad y del gas natural.

Precios de la energía unitarios (sin IVA)	
Gas natural	0,038 €/kWh
Electricidad comprada a la red [127]	0,1254 €/kWh
Electricidad vendida a la red [125]	0,143548 €/kWh

### 6.5.2. Cálculo del período de retorno de la inversión

Para el cálculo del período de retorno de la inversión se ha utilizado el método simplificado. En la tabla 6-10 se muestran los resultados del análisis económico. Se puede ver como en función de los datos los ahorros anuales del sistema de trigeneración con dos enfriadoras por absorción son del orden de  $11.024 \text{ €}$  para el edificio residencial y  $9.622 \text{ €}$  para el hotel mediano dando un período de retorno de la inversión de 6,3 y 7,2 años, respectivamente. El edificio hipotético presenta períodos de retorno de 6 años con un ahorro anual de  $9.622\text{€}$ .

La instalación de una segunda enfriadora por absorción en el sistema de microtrigeneración implica un ligero incremento de aproximadamente  $10.000\text{€}$  en la inversión, tiene un aumento considerable del período de retorno en el caso del edificio residencial, pasando a 7,1 años debido a la concentración de frío únicamente en verano. No obstante, en el hotel mediano, con un consumo de frío durante todo el año, se reduce el período de retorno de la inversión a 7,1 años. (Para más información véase Anexo A7).

Tabla 6-10. Resultados del análisis económico con una enfriadora por absorción

	Edificio hipotético		Edificio residencial grande		Hotel mediano	
<b>I. Sistema convencional</b>	<b>68.588 €</b>		<b>116.069 €</b>		<b>102.286 €</b>	
I.1.1 Costes anuales de consumo eléctrico	28.992 €		28.747 €		32.588 €	
I.1.2 Costes anuales de consumo de gas natural	19.755 €		16.226 €		11.138 €	
I.1 Subtotal coste energético	48.748 €		44.973 €		43.726 €	
I.2.1. Enfriadora por compresión eléctrica	20 kW	7.200 €	250 kW	28.500 €	140 kW	15.500 €
I.2.2. Caldera	60 kW	5.200 €	300 kW	16.200 €	400 kW	21.100 €
I.2.3. Instalación	7.440 €		26.820 €		21.960 €	
I.2 Subtotal coste inversión	19.840 €		71.520 €		58.560 €	
<b>II. Sistema de trigeneración</b>	<b>145.335 €</b>		<b>174.924 €</b>		<b>162.376 €</b>	
II.1.1 Costes anuales de consumo de gas natural	35.063 €		34.876 €		35.063 €	
II.1.2 Costes anuales eléctricos de los componentes del sistema	2.834 €		2.834 €		2.834 €	
II.1.3 Electricidad comprada a la red	26.209 €		25.995 €		26.209 €	
II.1.4 Electricidad vendida a la red (* Se ha contemplado el complemento de eficiencia por estar por encima del mínimo exigido)	-30.768 €*		-29.758 €		-30.002 €	
II.1 Subtotal coste energético	33.338 €		33.948 €		34.104 €	
II.2.1 Micro turbina de gas Capstone C30	51.408 €		51.408 €		51.408 €	
II.2.2 Caldera de recuperación de calor	3.500 €		3.500 €		3.500 €	
II.2.3 Intercambiador de calor gases de escape/aceite térmico	7.578 €		7.578 €		7.578 €	
II.2.4 Enfriadora por absorción	9.000 €		9.000 €		9.000 €	
II.2.5 Instalación del sistema auxiliar: enfriadora por compresión eléctrica; caldera y tanque de almacenamiento	0 €		28.979 €		16.275 €	
II.2.6 Material para la instalación (válvulas, conducciones)	19.506 €		19.506 €		19.506 €	
II.2.7 Instalación	18.345 €		18.345 €		18.345 €	
II.2.8 Control	2.660 €		2.660 €		2.660 €	
II.2 Subtotal coste inversión	111.997 €		140.976 €		128.272 €	
<b>Ahorro económico anual (I.1 – II.1)</b>	<b>15.410 €</b>		<b>11.024 €</b>		<b>9.622 €</b>	
<b>Período de recuperación de la inversión</b>	<b>6 Años</b>		<b>6,3 Años</b>		<b>7,2 Años</b>	

Los períodos de recuperación de la inversión inicial del sistema de trigeneración pueden oscilar mucho en función del contexto socio-económico del país.

La viabilidad económica del sistema de trigeneración dependerá en gran medida de la legislación vigente en relación a la subvención por la electricidad vendida y por la relación entre el precio del gas natural y de la electricidad. En la figura 6-11 se muestra la tendencia del período de retorno de la inversión inicial como una función del ratio del precio gas natural-electricidad en el escenario del edificio hipotético con dos enfriadoras por absorción. Se observa la clara influencia del ratio mencionado sobre el período de retorno.

En el caso estudiado, el ratio es de 0,3. Es evidente que para ratios a partir de 0,4 el período de retorno incrementa de forma más acentuada.

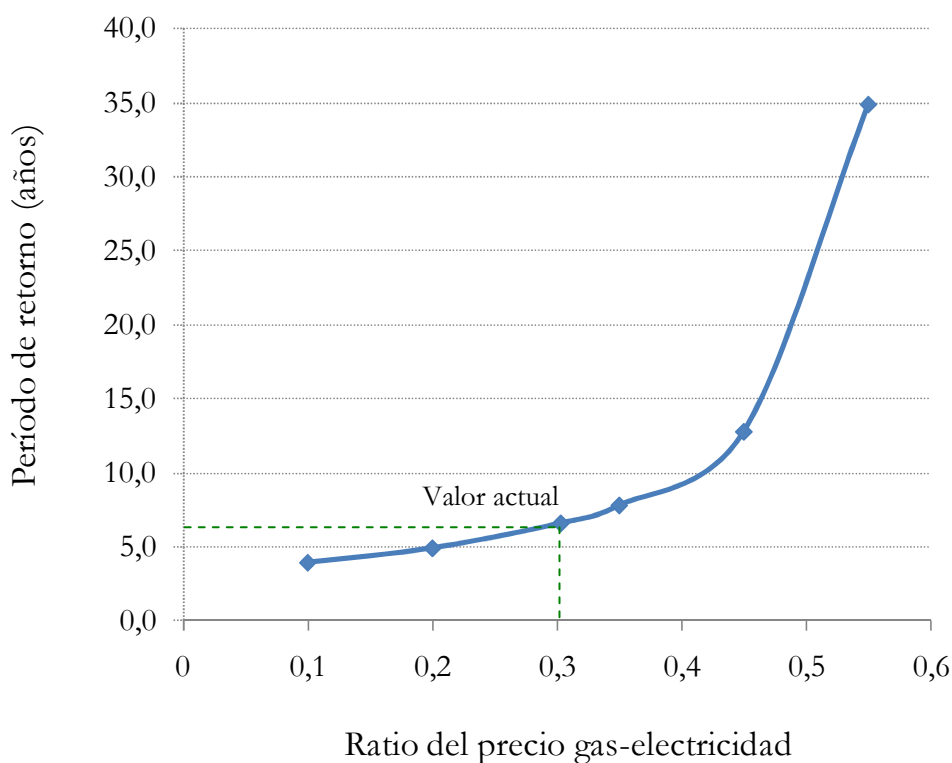


Figura 6-11. Comparativa de emisiones entre el sistema de trigeneración y el convencional.

Finalmente, en la figura 6-12, se muestra la relación entre los métodos de análisis económicos dinámicos: valor actual neto (VAN) (véase ecuación 61) y la tasa interna de

rentabilidad (TIR) (véase ecuación 62). Para el cálculo se ha determinado una vida útil del sistema de trigeneración de 10 años, una tasa de inflación del 3% y un incremento en el índice de combustible del 5%, no se ha considerado el coste de los impuestos. En ésta figura se muestra la viabilidad económica de la instalación del sistema de trigeneración en los edificios analizados. El edificio hipotético y el edificio residencial grande con una enfriadora por absorción, son los que ofrecen mayor rentabilidad, a nivel económico, con una TIR de un 13% y 11%, respectivamente, mientras que el hotel mediano alcanza una TIR de aproximadamente un 8%. No obstante, se observa como todos los edificios analizados en esta tesis, si se considera una tasa de descuento actual del 4%, son atractivos a nivel de viabilidad económica con valores actuales netos superiores a 15.000€. (Para más información véase Anexo A7).

$$VAN = -D_0 + \sum_{n=1}^{10} \frac{FC_i}{(1+i)^n} \quad (61)$$

$$0 = -D_0 + \sum_{n=1}^{10} \frac{FC_i}{(1+TIR)^n} \quad (62)$$

Donde,

$D_0$  - Inversión inicial del sistema de microtrigeneración descontando la inversión inicial correspondiente al sistema convencional.

FC - Flujo neto de caja correspondiente al ahorro económico del consumo energético anual del sistema de microtrigeneración frente al sistema convencional.

$i$  - Tasa de descuento.

$n$  - Vida útil del sistema de trigeneración.

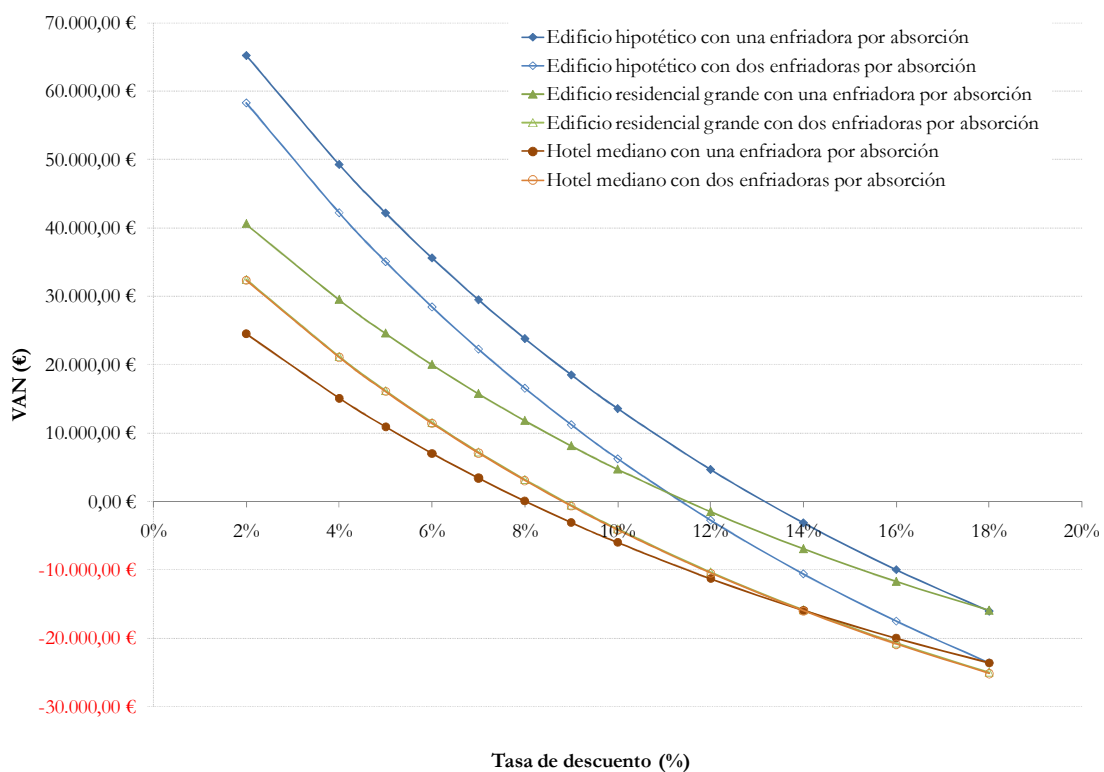


Figura 6-12. Sensibilidad del Valor Actual Neto en función de la tasa de descuento de los edificios analizados

## 6.6. Conclusiones

Los edificios de oficinas analizados en este capítulo se encuentran ubicados en Madrid, prácticamente no requieren demanda de calor ni ACS y en cambio sí tienen una gran demanda de refrigeración concentrada en 5 días a la semana de 7 de la mañana a 19 de la tarde, por este motivo, estos edificios no son convenientes para la instalación de sistemas de trigeneración.

En cambio, los edificios residenciales analizados, ubicados en Barcelona, tienen un tamaño adecuado a la producción de los sistemas de microtrigeneración. El hecho de mantener durante todo el año un consumo relativamente estable de ACS, permite mediante el uso de depósitos de acumulación de agua caliente suministrar frío y ACS en épocas estivales y

calefacción y ACS el resto del año, obteniendo ahorros de energía primaria en escenarios de baja eficiencia de los sistemas convencionales e incluso quedando en igualdad de condiciones en escenarios intermedios. El análisis económico también ofrece resultantes interesantes con períodos de retorno de la inversión de 6,3 años.

La integración del sistema de trigeneración en hoteles es la más interesante desde el punto de vista energético puesto que son los que tienen una mayor demanda de refrigeración y ACS durante todo el año. Por lo tanto, en este caso es más conveniente la instalación de dos enfriadoras por absorción, alcanzando ahorros en energía primaria según la Directiva Europea del 2,6% y con períodos de retorno de la inversión de 7,1 años.

De los resultados del cálculo de la eficiencia y ahorro en energía primaria del sistema de microtrigeneración en el edificio hipotético, con el consumo del 100% de la producción del sistema operando en modo trigeneración durante las 24 horas de mayo a septiembre y en modo cogeneración el resto del año, se puede concluir que es de alta eficiencia según la Directiva Europea, con un ahorro en energía primaria de entre el 9,9 – 10,4% según se instalen una o dos enfriadoras por absorción. Los ahorros en energía primaria son aún más importantes si se consideran valores de eficiencia bajos para los sistemas convencionales, alcanzando valores del 29%.

La viabilidad del sistema de trigeneración en edificios residenciales y hoteles con almacenamiento de energía térmica muestra las ventajas de integrar este sistema en este tipo de edificios. Sin embargo, la compatibilidad final entre los edificios y el sistema de trigeneración se deberá estudiar para cada caso en particular.

El estudio de la viabilidad económica ofrece valores atractivos en todos los edificios estudiados, con períodos de retorno de la inversión inferiores a 8 años y valores de la TIR por encima del 8%. Aunque la viabilidad dependerá del contexto económico-social llegando incluso a períodos de retorno de la inversión inferiores a los tres años en el caso de llegarse a duplicar el precio de la electricidad respecto al del gas natural.

Los resultados del análisis medioambiental muestran un importante ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> de entre 17 y 19 tCO<sub>2</sub>/año del sistema de trigeneración respecto al sistema convencional.

# Capítulo 7

## Conclusiones y perspectivas futuras

### 7.1. Conclusiones

La microtrigeneración es una alternativa tecnológica para el suministro de energía eléctrica, calor y frío de pequeña potencia de gran interés para contribuir a los objetivos de ahorro energético que se están implantando en distintos países europeos. La necesidad de mejorar la eficiencia de las tecnologías de producción energética, así como el interés de las instituciones por la diversificación de la producción energética está forzando al mercado a desarrollar nuevas soluciones en este sector.

En función de los resultados obtenidos en esta tesis, cuyo objetivo es validar si el sistema de microtrigeneración con microturbinas de gas y enfriadoras por absorción con disipación por aire cumple el requerimiento de alta eficiencia compatible con los perfiles de demanda energéticos de edificios del sector residencial y terciario, se han llegado a las siguientes conclusiones:

- La configuración más adecuada del sistema de trigeneración está integrada por una microturbina de gas, dos enfriadoras por absorción conectadas en serie y una caldera de recuperación de calor. Esta configuración permite la producción de electricidad, frío y calor de forma simultánea. La microturbina de gas es una Capstone C30 accionada con gas natural con una potencia nominal de 28 kW y un rendimiento eléctrico de 25%. La enfriadora por absorción es una Robur ACF 60-00TK de amoníaco/agua refrigerada por aire en lugar de una enfriadora convencional de agua/LiBr con disipación del calor al ambiente utilizando una torre de refrigeración. Los gases de escape a la salida de la microturbina, a unos 287°C, se usan para transferir la energía requerida para la activación de las enfriadora por absorción mediante un fluido térmico de transferencia de calor (aceite térmico). El aceite térmico seleccionado es un Multigrado de Repsol.
- La modelización del sistema de trigeneración permitió determinar las prestaciones del sistema obteniendo a plena carga y con una temperatura ambiente de 15°C, una potencia eléctrica de 27,5 kW, 35 kW de calor y 15,5 kW de frío, con un consumo de gas natural de 111 kW y un rendimiento eléctrico de 24,7%.
- A partir de los resultados del modelo teórico se obtuvo una eficiencia global de 70,3% y un ahorro de energía primaria de un 11% de acuerdo a la Directiva 2004/8/CE, por lo que se verificaba a nivel teórico la alta eficiencia del sistema para poder proseguir con el diseño, fabricación, pruebas e implantación del sistema de trigeneración seleccionado. Los otros parámetros de análisis de ahorro de energía primaria confirmaban este resultado con un ahorro de energía primaria de un 31% y un REE del 55,7%.

- El diseño, construcción e integración de los diferentes componentes en un único sistema de trigeneración permitió disponer de un equipo compacto y que recupera la máxima energía de los gases de escape. La recuperación de la energía térmica se realizó mediante un sistema de recuperación de calor con un intercambiador de calor gases de escape/aceite térmico y una caldera de recuperación de calor gases de escape/agua caliente. Obteniendo finalmente un único sistema de trigeneración capaz de producir energía eléctrica, frío y calor a partir de una única fuente de energía, gas natural y con la posibilidad de operar en modo cogeneración o trigeneración para adaptarse a la cambiante demanda energética de los edificios.

- Las pruebas realizadas en el banco de ensayos multifuncional permitieron determinar las prestaciones del sistema de trigeneración y de los componentes en otras condiciones diferentes a las nominales. La microturbina debería operar siempre a plena carga para maximizar la producción energética y la eficiencia del sistema de trigeneración, evitando la producción a carga parcial por debajo de 18 kW; el caudal del circuito de aceite térmico debería alcanzar los valores máximos permitidos por la viscosidad del aceite térmico y por la disponibilidad comercial de bombas de circulación para este tipo de fluidos y de reducido tamaño. A mayor caudal de aceite mayor es la producción de frío. En el ensayo del sistema de trigeneración estudiado se alcanzaron caudales máximos de 2300 l/h. La temperatura del agua fría debería adecuarse a las necesidades del cliente, ya que se pueden alcanzar mayores rendimientos a medida que la temperatura de refrigeración demandada también aumenta. Por último, se recomienda operar el sistema de forma continua y sin interrupciones, puesto que para poder operar el sistema en modo trigeneración se requiere aproximadamente una hora de puesta en marcha para calentar el aceite térmico y poder producir frío de forma estable en las condiciones requeridas. Las prestaciones del sistema de acuerdo con los resultados obtenidos en el banco de ensayos a una temperatura ambiente de 15°C, un caudal de aceite térmico de 2200 l/h y una temperatura de salida del agua fría de 8°C fueron de 23 kW de producción eléctrica, 13,52 kW de capacidad de refrigeración y 25,5 kW de capacidad de calor, con un rendimiento eléctrico del 21,4% y una eficiencia global del 58%.

- La implantación del sistema de trigeneración en el edificio Central Fòrum para abastecer la demanda energética del mismo permitió analizar la operatividad del sistema en una aplicación real. Los datos adquiridos mostraron un claro efecto de la temperatura ambiente

sobre la potencia eléctrica del sistema con una reducción de 0,4 kW por cada grado centígrado que aumenta la temperatura ambiente. En cuanto a la producción a carga parcial, se confirman los datos analizados en el banco de ensayos. A medida que se disminuye la potencia eléctrica se reduce tanto la potencia térmica (de calor y frío) como la eficiencia global. La disminución de la potencia eléctrica afecta más a la producción de agua caliente que a la de agua fría. Así, al disminuir la potencia eléctrica de 24,5 kW a 18 kW se reduce la producción de agua caliente en un 26% y la de frío en un 14,6%. A pesar de la significativa disminución de la producción eléctrica y térmica, la eficiencia global disminuye únicamente un 3%. En términos energéticos el sistema de trigeneración obtiene resultados interesantes con producciones a plena carga a una temperatura ambiente de 15°C, de 24,5 kW de potencia eléctrica, 29 kW de calor y 16 kW de frío, un rendimiento eléctrico de 20% y una eficiencia global del 60%.

De la comparativa entre el modelo teórico y los resultados experimentales en el edificio Central Fòrum se concluye que:

- a) la contrapresión real del sistema fue aproximadamente de 1,5 mbar superior a la calculada en el modelo teórico debido al montaje final que se tuvo que realizar en la central generadora Central Fórum por motivos de espacio. El aumento de la contrapresión significó una reducción tanto de la potencia eléctrica a la salida de la microturbina de entre 0,3 y 0,4 kW, como del rendimiento eléctrico en aproximadamente un 1,5%, por la reducción de potencia y el aumento del consumo de gas natural. Este hecho confirma la importancia de la contrapresión en la producción eléctrica de la microturbina y por lo tanto, la necesidad de optimizar el diseño para minimizar este efecto sobre el sistema;
- b) la presión ambiente en operación real en la microturbina de gas fue ligeramente inferior a la presión atmosférica considerada en el modelo, reduciendo entre 0,1 y 0,2 kW la potencia eléctrica final;
- c) la producción de frío real, para una temperatura ambiente de 15°C, fue la misma que la calculada en el modelo, con una potencia eléctrica de 24,5 kW. En cambio, la producción de calor real fue inferior en 1 kW;
- d) la eficiencia global real fue aproximadamente un 5% inferior a la esperada, pues a pesar de la mejora de la producción de frío, no pudo contrarrestar la reducción de la potencia eléctrica y al aumento del consumo de gas natural.

Se deduce por tanto que el diseño y la localización del sistema de trigeneración serán importantes para: en primer lugar reducir los efectos de la contrapresión y en segundo lugar para calcular la producción energética anual en función principalmente del efecto de la temperatura ambiente en el sistema de microtrigeneración.

- El estudio de viabilidad de la implantación del sistema de trigeneración en edificios residenciales y del sector terciario, está basado en el estudio de la compatibilidad entre los perfiles horarios y anuales de la energía térmica producida por el sistema de trigeneración y la demanda de energía térmica de los edificios. Los resultados más relevantes del estudio son:

- a) Los edificios de oficinas analizados prácticamente no requieren demanda de calor y en cambio sí tienen una gran demanda de refrigeración concentrada en 5 días a la semana de 7 de la mañana a 19 de la tarde, desaprovechando un porcentaje elevado del calor producido por el sistema. Por este motivo, estos edificios no son convenientes para la instalación de sistemas de trigeneración.
- b) Los edificios residenciales grandes tienen un tamaño adecuado a la producción de sistemas de microtrigeneración. Estos edificios presentan durante todo el año un consumo relativamente estable de ACS. Mediante el uso de depósitos de acumulación de agua caliente existe la posibilidad de suministrar frío y ACS en épocas estivales y, calefacción y ACS el resto del año, obteniendo períodos de retorno de la inversión de entre 6 años y 7 años;
- c) La integración del sistema de trigeneración en hoteles es la más interesante desde el punto de vista energético puesto que son los que tienen una mayor demanda de refrigeración y ACS. Por este motivo, se recomienda la configuración del sistema de microtrigeneración con dos enfriadoras por absorción conectadas en serie. Esta instalación presenta ahorros en energía primaria según la Directiva Europea del 2,6% e incluso del 23% para escenarios de bajas eficiencias de los sistemas convencionales con un período de retorno de aproximadamente 7 años.

Por lo tanto queda confirmada la viabilidad de la integración del sistema de trigeneración en edificios residenciales de tamaño grande y en hoteles de tamaño mediano con almacenamiento de energía térmica. Sin embargo, la compatibilidad final entre los edificios y el sistema de trigeneración se deberá estudiar para cada caso en particular. Teniendo en cuenta la importancia de disponer de una demanda de calor (calefacción y/ ACS) durante

todo el año y como mínimo una demanda de refrigeración en las épocas estivales, mejorando la compatibilidad con el sistema de microtrigeneración si la demanda es anual.

A pesar de estos datos, la viabilidad económica, depende mucho del contexto socio-económico concreto, llegando incluso a períodos inferiores a los 5 años en el caso hipotético en que se llegara a duplicar el precio de la electricidad respecto al del gas natural.

- A partir de los resultados obtenidos anteriormente, se verifica que el sistema de trigeneración analizado es un sistema de alta eficiencia según la Directiva 2004/8/CE con un ahorro de energía primaria de un 10,5% y un ahorro en emisiones de CO<sub>2</sub> de 17 tCO<sub>2</sub>/año.

## 7.2. Perspectivas futuras

De los resultados obtenidos en esta tesis se pueden derivar futuras líneas de actuación en el ámbito de la microtrigeneración con microturbinas de gas y equipos de refrigeración por absorción, con el fin de:

- reducir la contrapresión para aumentar la potencia y eficiencia del sistema de microtrigeneración.
- analizar nuevos aceites térmicos menos viscosos y con mayores capacidades de transferencia de calor.
- diseñar y estudiar las prestaciones de un sistema de trigeneración operando la misma enfriadora por absorción con agua caliente presurizada
- aprovechar el agua fría producida por la enfriadora por absorción para reducir la temperatura del aire a la entrada de la microturbina para mejorar el rendimiento eléctrico del sistema.
- modificar la configuración de trigeneración con la activación de dos enfriadoras por absorción en cascada para aumentar la producción de refrigeración del sistema recuperando más calor de los gases de escape para la producción de frío.

# Anexos

## Anexo A – Tablas

### A.1. Microturbinas instaladas en la Península Ibérica

Tabla A-1. Microturbinas instaladas en la Península Ibérica.

	Nombre	Tipo de aplicación	Año	Combustible	Microturbina	Potencia (kW)	Número	Lugar de instalación
1	Gas Natural SDG, S.A.	Industria	2003	NATURAL GAS	Turbec T100	100	1	Montigalà (Barcelona)
2	Funeraria*	Sector servicio		NATURAL GAS	Bowman TG80CG	80	1	Hospitalet de Llobregat (Barcelona)
3	Ikerlan	Centro tecnológico		HPNG DM	Capstone C30	30	2	Miñano (Álava)
4	BP España	Industria		NATURAL GAS	Capstone C30	30	1	Madrid
5	Vertedero Bellver de Cerdanya	Sector servicio	2005	Biogás	Capstone C30	30	1	Bellver de Cerdanya (Cerdanya)
6	Crever	Universidad	2002	LPNG	Capstone C30	30	1	Tarragona (2010-Cofely/Barcelona)
7	Acciona Copisa, EDAR (depuradora aguas residuales)	Sector servicio	2008	Biogás	Capstone CR65	65	3	Rubí (Barcelona)
8	DISTEC, Centro Comercial Atrium	Sector comercial	2007	HP GN	Capstone C65 CHP DM	65	4	Sant Celoni (Barcelona)
9	Cespa, Vertedero de Oris	Sector servicio	2005	Biogás	Capstone CR30	30	2	Vic (Osona)
10	Vertedero Serrallarga	Sector servicio	2005	Biogás	Capstone CR30	30	1	Lleida
11	Primagas, Masia Ferrer	Turismo rural	2006	HP GLP	Capstone C30	30	1	Segorbe (Valencia)
12	Granja San Ramon	Agrícola	2007	Biogás	Capstone C65	65	4	Requena (Valencia)
13	Ayre Hotel Rosellón	Hotel	2007	LPNG	Capstone C30	30	1	Barcelona
14	Masia Novales	Turismo	2008?	HP GLP	Capstone C30	30	1	Jerica (Castelló)
15	E&S, Cerámicas La Corona	Industria	2008?	HP NGL	Capstone C65 HPNG DM/GC	65	12	Canovelles (Barcelona)
16	E&S, Antex	Industria	2009	HP NGGC	Capstone C1000	1000	1	Girona
17	TRATESA - Hera Amasa, Vertedero Coll Cardús	Sector servicio	2005	Biogás	Capstone CR65	65	1	Vacarisses
18	UTE IVEM Cadagua, EDAR de Paterna	Sector servicio	2008	Biogás	Capstone CR65	65	2	Paterna (Valencia)
19	AESA, IDAE Ortiz edificio residencial	Residencial	2008	HPNG	Capstone C65 CHP	65	1	Colmenar Viejo (Madrid)
20	Edificio de oficinas Ortiz	Edificio de oficinas		HPNG	Capstone C65 CHP	65	2	Madrid
21	Air Ambient, Hotel Alcotas	Hotel		LP GN	Capstone C30	30	1	Barcelona
22	Passavant, EDAR del Terri, Banyolas	Industria	2009	Biogás	Capstone CR65	65	2	Girona
23	EDAR de Blanes - Tratamiento aguas residual	Sector servicio		Biogás	Capstone CR65	65	2	Girona
24	Centro deportivo DUET	Centro deportivo	2010	Natural gas	Capstone C65 iCHP	65	1	Rubí (Barcelona)
25	Subvidouro - Centro de Desarrollo de los productos de vinificación CRL Región del Duero	Industria		Biogás	Capstone CR30	30	2	Folgosa, (Portugal)
26	ETAR de Choupal	Sector servicio		Biogás	Capstone CR30	30	1	Portugal
27	SLD			Biogás	Capstone CR30	30	2	Torres Novas (Portugal)
28	Agropecuaria Espinheiras LDA	Industria		Biogás	Capstone CR30	30	2	Leiria (Portugal)

## A.2 Enfriadoras por absorción instaladas en España

Tabla A-2 – Enfriadoras por absorción Yazaki instaladas en España por comunidades y según su aplicación.

<b>Comunidades</b>	<b>Unidades</b>	<b>kW de frío</b>
Andalucía	10	736,5
Baleares	2	70,4
Canarias	7	491,3
Castilla la Mancha	1	35,2
Castilla y León	11	631,7
Cataluña	8	560,8
Euskadi	1	35,2
Extremadura	1	35,2
Galicia	4	210,6
Madrid	4	210,6
Valencia	3	140,7

<b>Aplicaciones</b>	<b>Unidades</b>	<b>kW de frío</b>
Centros deportivos	1	70,3
Hoteles y centros residenciales	12	911,8
Instituciones públicas	6	281
Oficinas y residencias	21	1158
Refrigeración industrial	1	70,3
Universidades y centros de enseñanza	11	666,8

Tabla A-3 – Enfriadoras por absorción Yazaki instaladas en España por comunidades y según su aplicación.

<b>Comunidades</b>	<b>Unidades</b>	<b>kW de frío</b>
Andalucía	49	857,5
Aragón	13	227,5
Canarias	20	350
Castilla la Mancha	30	525
Castilla y León	29	507,5
Cataluña	270	4760
Euskadi	1	17,5
Galicia	7	122,5
La Rioja	2	35
Madrid	31	542,5
Navarra	3	52,5
Valencia	8	140
<b>Aplicaciones</b>	<b>Unidades</b>	<b>kW de frío</b>
Bares	8	140
Centros públicos	171	2993
Hostal y hoteles	24	420
Restaurantes	34	595

### A.3 Datos suministrados por el fabricante de la microturbina de gas natural

Tabla A-4 – Potencia y rendimiento eléctrico de la microturbina de gas en función de la temperatura ambiente a nivel del mar según datos del fabricante

Temperatura ambiente [°F]	Potencia eléctrica [kW]	Rendimiento eléctrico [%]	Temperatura gases de escape [°F]	Caudal másico [lbm/s]	Consumo gas natural [Btu/hr]
32	30	27,2	492	0,66	376000
33	30	27,2	493	0,66	377000
34	30	27,2	494	0,66	377000
35	30	27,1	496	0,66	377000
36	30	27,1	497	0,66	378000
37	30	27,1	498	0,66	378000
38	30	27,0	499	0,66	379000
39	30	27,0	500	0,66	379000
40	30	27,0	502	0,66	380000
41	30	26,9	503	0,66	380000
42	30	26,9	504	0,67	381000
43	30	26,8	506	0,67	382000
44	30	26,8	507	0,67	382000
45	30	26,8	508	0,67	383000
46	30	26,7	510	0,67	383000
47	30	26,7	511	0,67	384000
48	30	26,6	512	0,67	385000
49	30	26,6	514	0,67	385000
50	30	26,5	515	0,67	386000
51	30	26,4	517	0,67	387000
52	30	26,4	518	0,68	388000
53	30	26,3	520	0,68	389000
54	30	26,3	521	0,68	390000
55	30	26,2	523	0,68	391000
56	30	26,2	524	0,68	391000
57	30	26,1	526	0,68	392000
58	30	26,1	527	0,68	393000
59	30	26,0	529	0,68	394000
60	30	25,9	530	0,68	395000
61	30	25,9	531	0,69	395000
62	30	25,8	533	0,69	396000
63	30	25,8	534	0,69	397000
64	29,9	25,7	535	0,69	397000

Temperatura ambiente [°C]	Potencia eléctrica [kW]	Rendimiento eléctrico [%]	Temperatura gases de escape [°F]	Caudal másico [lbm/s]	Consumo gas natural [Btu/h]
65	29,7	25,7	536	0,69	395000
66	29,5	25,6	536	0,68	393000
67	29,3	25,6	537	0,68	392000
68	29,1	25,5	537	0,68	390000
69	29	25,4	538	0,68	388000
70	28,8	25,4	538	0,68	387000
71	28,6	25,3	539	0,68	385000
72	28,4	25,3	539	0,67	384000
73	28,2	25,2	540	0,67	382000
74	28	25,1	540	0,67	380000
75	27,8	25,1	540	0,67	379000
76	27,6	25,0	541	0,67	377000
77	27,4	24,9	541	0,66	376000
78	27,3	24,9	542	0,66	374000
79	27,1	24,8	542	0,66	372000
80	26,9	24,8	543	0,66	371000
81	26,7	24,7	543	0,66	369000
82	26,6	24,6	544	0,66	368000
83	26,4	24,6	544	0,65	366000
84	26,2	24,5	545	0,65	365000
85	26	24,5	545	0,65	363000
86	25,8	24,4	545	0,65	362000
87	25,7	24,3	546	0,65	360000
88	25,5	24,2	546	0,65	359000
89	25,3	24,2	547	0,64	357000
90	25,1	24,1	547	0,64	355000
91	24,9	24,0	548	0,64	354000
92	24,7	23,9	548	0,64	352000
93	24,5	23,9	549	0,64	351000
94	24,4	23,8	549	0,64	349000
95	24,2	23,7	550	0,63	348000
96	24	23,7	550	0,63	346000
97	23,6	23,6	551	0,63	345000
98	23,5	23,5	551	0,63	343000
99	23,4	23,4	551	0,63	342000
100	23,4	23,4	552	0,63	341000
101	23,3	23,3	552	0,62	339000
102	23,2	23,2	553	0,62	338000
103	23,1	23,1	553	0,62	336000
104	23,1	23,1	554	0,62	335000
105	23	23,0	554	0,62	333000
106	22,9	22,9	555	0,62	332000
107	22,9	22,9	555	0,61	331000
108	22,8	22,8	555	0,61	329000
109	22,7	22,7	556	0,61	328000
110	22,6	22,6	556	0,61	326000
111	22,5	22,5	557	0,61	325000
112	22,5	22,5	557	0,60	324000
113	22,4	22,4	558	0,60	322000

Tabla A-5 – Prestaciones de la microturbina de gas a carga parcial a una temperatura ambiente de 15°C y a nivel del mar según datos del fabricante.

Potencia eléctrica [kW]	Rendimiento eléctrico [%]	Temperatura gases de escape [°F]	Caudal másico gases de escape [lbm/s]
2	8,8	385	0,24
3	11,5	386	0,27
4	13,6	392	0,29
5	15,2	398	0,31
6	16,6	405	0,33
7	17,7	411	0,35
8	18,8	416	0,37
9	19,8	421	0,38
10	20,6	426	0,4
11	21,2	432	0,41
12	21,3	438	0,43
13	21,8	443	0,44
14	22,8	448	0,46
15	23,2	454	0,47
16	23,6	459	0,49
17	24	464	0,5
18	24,3	468	0,52
19	24,6	473	0,53
20	24,9	478	0,54
21	25,1	483	0,56
22	25,3	488	0,57
23	25,4	493	0,58
24	25,6	498	0,6
25	25,7	503	0,61
26	25,8	509	0,63
27	25,8	514	0,64
28	25,9	518	0,65
29	26	523	0,67
30	26	529	0,68

## A.4. Demanda energética del edificio residencial grande y producción del sistema de trigeneración

Tabla A-6 – Demanda térmica del edificio residencial grande y producción mensual del sistema de trigeneración con una enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico.

Datos en [kWh]	Demanda energética				Producción del sistema de trigeneración	
	Calefacción	ACS	Calefacción + ACS	Frío	Calor	Frío
Enero	36519	25501	62020	0	43152	0
Febrero	15654	22873	38528	0	40355	0
Marzo	3579	25096	28674	0	43091	0
Abril	0	24411	24411	0	41590	0
Mayo	0	24877	24877	0	42349	0
Junio	0	24135	24135	64138	18985	10906
Julio	0	24861	24861	84572	18634	10968
Agosto	0	24628	24628	79051	18855	11035
Septiembre	0	24148	24148	52830	19210	10975
Octubre	0	25182	25182	0	42784	0
Noviembre	13679	24264	37944	0	41742	0
Diciembre	36642	25481	62123	0	43146	0
Total anual	106073	295458	401531	280591	413892	43884

Producción del sistema de trigeneración aprovechada		Demanda energética no cubierta		Producción energética excedente		Demanda energética no cubierta	
Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío
43152	0	18868	0	0	0	70%	0%
38528	0	0	0	1828	0	100%	0%
28674	0	0	0	14417	0	100%	0%
24411	0	0	0	17179	0	100%	0%
24877	0	0	0	17472	0	100%	0%
18985	10906	5150	53231	0	0	79%	17%
18634	10968	6228	73604	0	0	75%	13%
18855	11035	5774	68016	0	0	77%	14%
19210	10975	4939	41855	0	0	80%	21%
25182	0	0	0	17602	0	100%	0%
37944	0	0	0	3798	0	100%	0%
43146	0	18977	0	0	0	69%	0%
341597	43884	59934	236707	72295	0	85%	16%

Tabla A-7 – Demanda térmica del edificio residencial grande y producción mensual del sistema de trigeneración con dos enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico.

Datos en [kWh]	Demanda energética				Producción del sistema de trigeneración	
	Calefacción	ACS	Calefacción + ACS	Frío	Calor	Frío
Enero	36519	25501	62020	0	43152	0
Febrero	15654	22873	38528	0	40355	0
Marzo	3579	25096	28674	0	43091	0
Abril	0	24411	24411	0	41590	0
Mayo	0	24877	24877	0	42349	0
Junio	0	24135	24135	64138	14402	14996
Julio	0	24861	24861	84572	14136	15081
Agosto	0	24628	24628	79051	14304	15174
Septiembre	0	24148	24148	52830	14573	15091
Octubre	0	25182	25182	0	42784	0
Noviembre	13679	24264	37944	0	41742	0
Diciembre	36642	25481	62123	0	43146	0
Total anual	106073	295458	401531	280591	395623	60341

Demanda energética cubierta		Demanda energética no cubierta		Producción energética excedente		Demanda energética no cubierta	
Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío
43152	0	18868	0	0	0	70%	0%
38528	0	0	0	1828	0	100%	0%
28674	0	0	0	14417	0	100%	0%
24411	0	0	0	17179	0	100%	0%
24877	0	0	0	17472	0	100%	0%
14402	14996	9733	49142	0	0	60%	23%
14136	15081	10725	69491	0	0	57%	18%
14304	15174	10325	63877	0	0	58%	19%
14573	15091	9575	37740	0	0	60%	29%
25182	0	0	0	17602	0	100%	0%
37944	0	0	0	3798	0	100%	0%
43146	0	18977	0	0	0	69%	0%
323329	60341	78202	220250	72295	0	81%	22%

## A.5. Demanda energética del hotel mediano y producción del sistema de trigeneración

Tabla A-8 – Demanda térmica del hotel mediano y producción mensual del sistema de trigeneración con una enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico.

Datos en [kWh]	Demanda energética				Producción del sistema de	
	Calefacción	ACS	Calefacción + ACS	Frío	Calor	Frío
Enero	24451	12332	36783	3837	33480	3837
Febrero	17503	11121	28624	4838	28762	4838
Marzo	13225	12279	25504	6603	26997	6603
Abril	6825	11868	18693	8823	28050	8823
Mayo	2099	12197	14296	16957	20942	11676
Junio	0	11758	11758	32272	19687	11121
Julio	0	12100	12100	53243	19253	11158
Agosto	0	12081	12081	51940	19131	11120
Septiembre	0	11737	11737	37595	19038	10922
Octubre	1767	12195	13962	17608	20605	11573
Noviembre	10730	11857	22587	6131	27469	6131
Diciembre	21737	12319	34055	3941	29659	3941
Total anual	106073	295458	401531	280591	293072	101744

Demanda energética cubierta		Demanda energética no		Producción energética		Demanda energética no	
Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío
33480	3837	3303	0	0	0	91%	100%
28624	4838	0	0	138	0	100%	100%
25504	6603	0	0	1493	0	100%	100%
18693	8823	0	0	9357	0	100%	100%
14296	11676	0	5281	6646	0	100%	69%
11758	11121	0	21151	7929	0	100%	34%
12100	11158	0	42086	7152	0	100%	21%
12081	11120	0	40820	7050	0	100%	21%
11737	10922	0	26673	7301	0	100%	29%
13962	11573	0	6035	6643	0	100%	66%
22587	6131	0	0	4882	0	100%	100%
29659	3941	4397	0	0	0	87%	100%
234480	101744	7700	142044	58591	0	98%	49%

Tabla A-9 – Demanda térmica del hotel mediano y producción mensual del sistema de trigeneración con dos enfriadora por absorción con sistema de acumulación térmico.

Datos en [kWh]	Demanda energética				Producción del sistema de	
	Calefacción	ACS	Calefacción + ACS	Frío	Calor	Frío
Enero	24451	12332	36783	3837	33480	3837
Febrero	17503	11121	28624	4838	28762	4838
Marzo	13225	12279	25504	6603	26997	6603
Abril	6825	11868	18693	8823	28050	8823
Mayo	2099	12197	14296	16957	15887	16055
Junio	0	11758	11758	32272	14935	15292
Julio	0	12100	12100	53243	14606	15342
Agosto	0	12081	12081	51940	14513	15290
Septiembre	0	11737	11737	37595	14443	15018
Octubre	1767	12195	13962	17608	15631	15912
Noviembre	10730	11857	22587	6131	27469	6131
Diciembre	21737	12319	34055	3941	29659	3941
Total anual	98337	143844	242181	243788	264431	127083

Demanda energética cubierta		Demanda energética no		Producción energética		Demanda energética no	
Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío	Calor	Frío
33480	3837	3303	0	0	0	91%	100%
28624	4838	0	0	138	0	100%	100%
25504	6603	0	0	1493	0	100%	100%
18693	8823	0	0	9357	0	100%	100%
14296	16055	0	902	1591	0	100%	95%
11758	15292	0	16980	3177	0	100%	47%
12100	15342	0	37901	2505	0	100%	29%
12081	15290	0	36649	2433	0	100%	29%
11737	15018	0	22577	2706	0	100%	40%
13962	15912	0	1695	1669	0	100%	90%
22587	6131	0	0	4882	0	100%	100%
29659	3941	4397	0	0	0	87%	100%
234480	127083	7700	116705	29950	0	97%	52%

## A.6. Producción del sistema de trigeneración para un edificio hipotético

Tabla A-10 – Producción mensual de energía térmica y refrigeración del sistema de trigeneración.

Datos en [kWh]	Producción del sistema de trigeneración			
	Con una enfriadora por absorción		Con dos enfriadoras por absorción	
	Calor	Frío	Calor	Frío
Enero	43146	0	43146	0
Febrero	40351	0	40351	0
Marzo	43146	0	43146	0
Abril	41736	0	41736	0
Mayo	42964	0	42954	0
Junio	19687	11121	14935	15292
Julio	19253	11158	14606	15342
Agosto	19131	11120	14513	15290
Septiembre	19038	10922	14443	15018
Octubre	42617	0	42617	0
Noviembre	41676	0	41676	0
Diciembre	43132	0	43132	0
Total anual	415877	44322	397254	60942

## A.7. Análisis económico del sistema de microtrigeneración

Tabla A-11. Resultados del análisis económico con dos enfriadoras por absorción

	Edificio hipotético		Edificio residencial grande		Hotel mediano	
<b>I. Sistema convencional</b>	<b>70.545 €</b>		<b>116.657 €</b>		<b>103.874 €</b>	
I.1.1 Costes anuales de consumo eléctrico	30.033 €		29.779 €		34.177 €	
I.1.2 Costes anuales de consumo de gas natural	18.872 €		15.358 €		11.138 €	
I.1 Subtotal coste energético	48.905 €		45.137 €		45.314 €	
I.2.1. Enfriadora por compresión eléctrica	25 kW	9.000 €	250 kW	28.500 €	140 kW	15.500 €
I.2.2. Caldera	60 kW	5.200 €	300 kW	16.200 €	400 kW	21.100 €
I.2.3. Instalación	7.440 €		26.820 €		21.960 €	
I.2 Subtotal coste inversión	21.640 €		71.520 €		58.560 €	
<b>II. Sistema de trigeneración</b>	<b>155.393 €</b>		<b>184.924 €</b>		<b>172.376 €</b>	
II.1.1 Costes anuales de consumo de gas natural	35.063 €		34.876 €		35.063 €	
II.1.2 Costes anuales eléctricos de los componentes del sistema	2.834 €		2.834 €		2.834 €	
II.1.3 Electricidad comprada a la red	26.209 €		25.995 €		26.209 €	
II.1.4 Electricidad vendida a la red (*complemento de eficiencia por estar por encima del mínimo exigido)	-30.710 €*		-29.758 €		-30.002 €	
II.1 Subtotal coste energético	33.396 €		33.948 €		34.104 €	
II.2.1 Micro turbina de gas Capstone C30	51.408 €		51.408 €		51.408 €	
II.2.2 Caldera de recuperación de calor	3.500 €		3.500 €		3.500 €	
II.2.3 Intercambiador de calor gases de escape/aceite térmico	7.578 €		7.578 €		7.578 €	
II.2.4 Enfriadora por absorción	19.000 €		19.000 €		19.000 €	
II.2.5 Instalación del sistema auxiliar: enfriadora por compresión eléctrica; caldera y tanque de almacenamiento (según proceda)	0 €		28.979 €		16.275 €	
II.2.6 Material para la instalación (válvulas, conducciones)	19.506 €		19.506 €		19.506 €	
II.2.7 Instalación	18.345 €		18.345 €		18.345 €	
II.2.8 Control	2.660 €		2.660 €		2.660 €	
II.2 Subtotal coste inversión	121.997 €		150.976 €		138.272 €	
<b>Ahorro económico anual (I.1 – II.1)</b>	<b>15.510 €</b>		<b>11.188 €</b>		<b>11.211 €</b>	
<b>Período de recuperación de la inversión</b>	<b>6,5 Años</b>		<b>7,1 Años</b>		<b>7,1 Años</b>	

Tabla A-12. Resultados del análisis económico del VAN i la TIR

Tasa de descuento	VAN (Valor actual neto)												TIR
	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	
<b>Edificio hipotético con una enfriadora por absorción</b>	65234	49302	42208	35627	29514	23829	18536	13601	4691	-3106	-9959	-16009	0,13
<b>Edificio hipotético con dos enfriadoras por absorción</b>	58276	42211	35058	28423	22259	16528	11190	6215	-2768	-10628	-17537	-23636	0,11
<b>Edificio residencial grande con una enfriadora por absorción</b>	40595	29540	24616	20046	15799	11849	8169	4738	-1461	-6889	-11663	-15879	0,12
<b>Edificio residencial grande con dos enfriadoras por absorción</b>	32434	21188	16178	11529	7210	3191	-551	-4042	-10346	-15867	-20722	-25010	0,09
<b>Hotel mediano con una enfriadora por absorción</b>	24510	15107	10916	7026	3410	46	-3089	-6013	-11297	-15927	-20001	-23602	0,08
<b>Hotel mediano con dos enfriadoras por absorción</b>	32316	21059	16044	11391	7067	3044	-702	-4196	-10508	-16034	-20895	-25188	0,09

## Anexo B – Cálculos

### B.1. Cálculo del balance energético del sistema de trigeneración integrado por una MTG y una enfriadora por absorción condensada por aire para una temperatura exterior de 15°C

"Para 15°C"

$$T[1]=15$$

$$T_{ge}[1]=280,29$$

$$W_e[1]=27,5$$

$$m_g[1]=0,309$$

$$FF[1]=111,88$$

"Gases de escape"

$$Q_g[1]=m_g[1]*c_{p_g}[1]*(t_{ge}[1]-t_{gs}[1])$$

$$c_{p_g}[1]=C_p(\text{Air}; T=T_{ge}[1])$$

"Aceite"

$$Q_g[1]=m_a[1]*c_{p_a}[1]*(t_{as}[1]-t_{ae}[1])$$

$$m_a[1]=2*d_a[1]/3600 \text{ [kg/s]}$$

"Según datos establecidos en base a los datos del fabricante, el caudal de aceite es 2000 l/h"

" $d_a$  y  $c_{p_a}$ : en función de los datos de la hoja de propiedades de Repsol se hace regresión lineal"

$$d_a[1]=9,20399820E+02-1,62644364E+00*t_{am}[1]+4,51493574E-03*t_{am}[1]^2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p_a}[1]=(1/\sqrt{d_a[1]/1000})*(0,403+0,00081*t_{am}[1]) \text{ "kcal/kgC"}$$

$$c_{p_a}[1]=c_{p_a}[1]/0,000239/1000 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$t_{am}[1]=(t_{as}[1]+t_{ae}[1])/2$$

$$t_{as}[1]=1,42696629E+01+8,98592668E-01*t_{ae}[1]+5,67472478E-04*t_{ae}[1]^2$$

"Eficiencia térmica intercambiador de calor gases de escape/aceite térmico"

$$Qg[1]=UA[1]*dTlm[1]$$

$$dTlm[1]=((Tge[1]-Tas[1])-(Tgs[1]-Tae[1]))/\ln((Tge[1]-Tas[1])/(Tgs[1]-Tae[1]))$$

$$Effhe[1]=0,8$$

$$Effhe[1]=Qg[1]/Qmax[1]$$

$$Qmax[1]=cg[1]*(tge[1]-Tae[1])$$

$$cg[1]=m_g[1]*cp_g[1]$$

### "Cálculo Qf i COP"

$$X[1] = tas[1]$$

$$Tambiente[1] = T[1]$$

$$COP[1]=Interpolate2DM('COP';X[1];Tambiente[1])$$

$$COP[1]=Qf[1]/Qg[1]$$

$$tafs[1]=8$$

$$Qf[1]=m_af[1]*cp_af[1]*(tafe[1]-tafs[1])$$

$$m_af[1]=4*d_af[1]/3600 \text{ [kg/s]}$$

"Según datos establecidos en base a los resultados de las pruebas en el banco de ensayo el caudal del circuito de agua fría se ha considerado de 4000 l/h"

$$d_af[1]=Density(Water;T=Tafm[1];P=Paf)$$

$$Paf=101,325 \text{ [kPa]}$$

$$cp_af[1]=Cp(Water;T=Tafm[1];P=Paf)$$

$$Tafm[1]=(tafs[1]+tafe[1])/2$$

### "Cálculo Qc"

$$Effcr[1]=0,7$$

$$Effcr[1]=Qc[1]/Qmaxc[1]$$

$$Qmaxc[1]=cg2[1]*(tgs[1]-Tace[1])$$

$$cg2[1]=m_g[1]*cp_g2[1]$$

$$Qc[1]=UA2[1]*dTlm2[1]$$

$$dTlm2[1]=((Tgs[1]-Tacs[1])-(Tgs2[1]-Tace[1]))/\ln((Tgs[1]-Tacs[1])/(Tgs2[1]-Tace[1]))$$

$$Qc[1]=m\_c[1]*cp\_c[1]*(tacs[1]-tace[1])$$

$$Qc[1]=m\_g[1]*cp\_g2[1]*(tgs[1]-tgs2[1])$$

$$cp\_g2[1]=Cp(\text{Air};T=Tgs[1])$$

$$m\_c[1]=3*d\_c[1]/3600 \text{ [kg/s]}$$

"Según datos establecidos en base a los resultados de las pruebas del banco de ensayo el caudal del circuito de agua caliente se ha considerado de 3000 l/h"

$$d\_c[1]=\text{Density}(\text{Water};T=Tcm[1];P=Pc)$$

$$Pc=101,325 \text{ [kPa]}$$

$$cp\_c[1]=Cp(\text{Water};T=Tcm[1];P=Pc)$$

$$Tcm[1]=(tacs[1]+tace[1])/2$$

$$Tace[1]=70$$

"Eficiencia global"

$$Ef.trig[1]=((We[1]+Qf[1]+Qc[1])/FF[1])$$

$$Efe[1]=We[1]/(FF[1]+2,5)$$

"Ahorro energía primaria"

"Según UE"

$$PES[1]= (1-(1/(((Qc[1]+(Qf[1]/COP[1]))/FF[1]/0,82)+((We[1]/FF[1]/0,47545)))))*100$$

"Según Chicco & Mancarella"

$$TPES[1]=(1-(Fz[1]/(E[1]+C[1]+H[1])))$$

$$Fz[1]=(Qf[1]/COPsc[1]/EFFtsc[1])+(Qc[1]/EFFtsc[1])$$

$$E[1]=We[1]/EFFesc[1]$$

$$H[1]=Qc[1]/EFFtsc[1]$$

$$C[1]=Qf[1]/EFFesc[1]/COP[1]$$

## **Anexo C – Planos**

### **C.1 - Micro turbina de gas Capstone C30 de 28 kW**

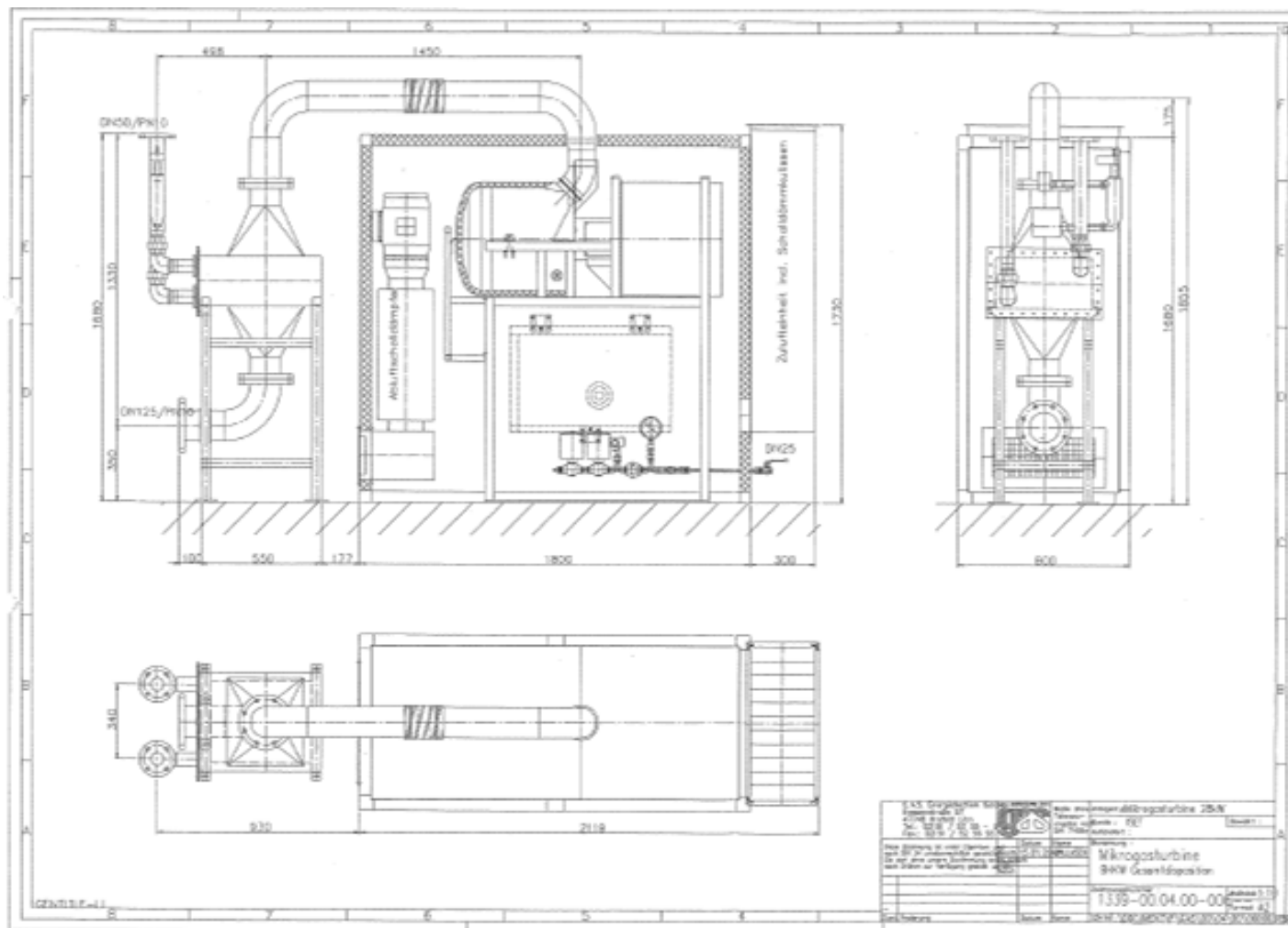


Figura A-1 – Dibujo del conjunto original de la microturbina Capstone C30

## C.2. – Planos de la enfriadora por absorción ACF 60-00 TK

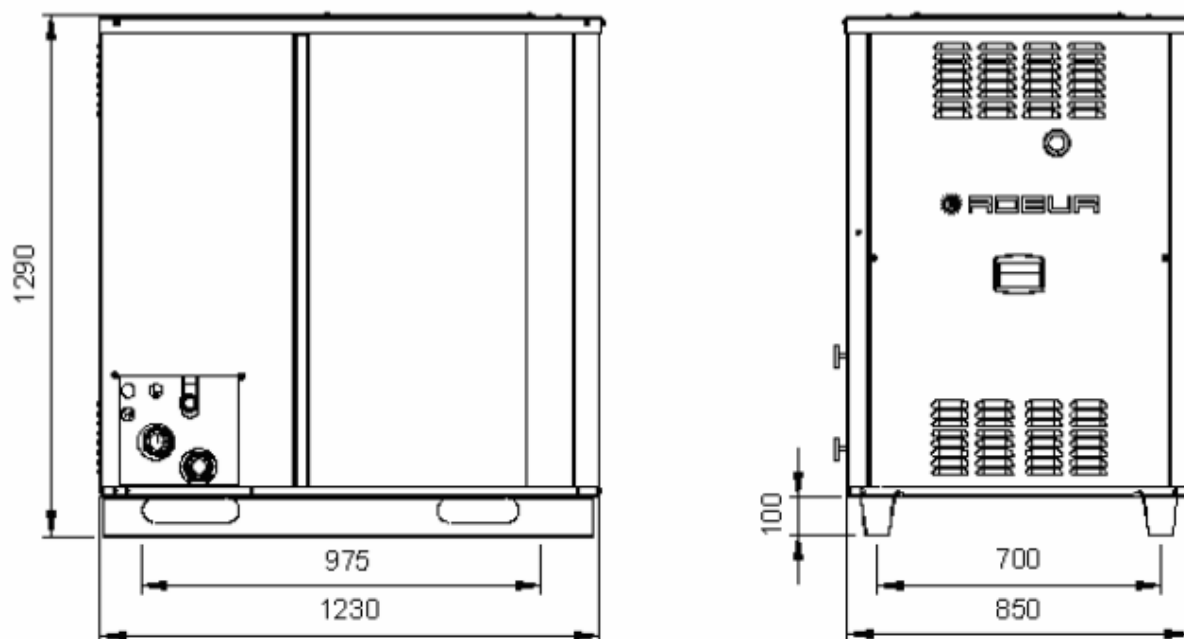
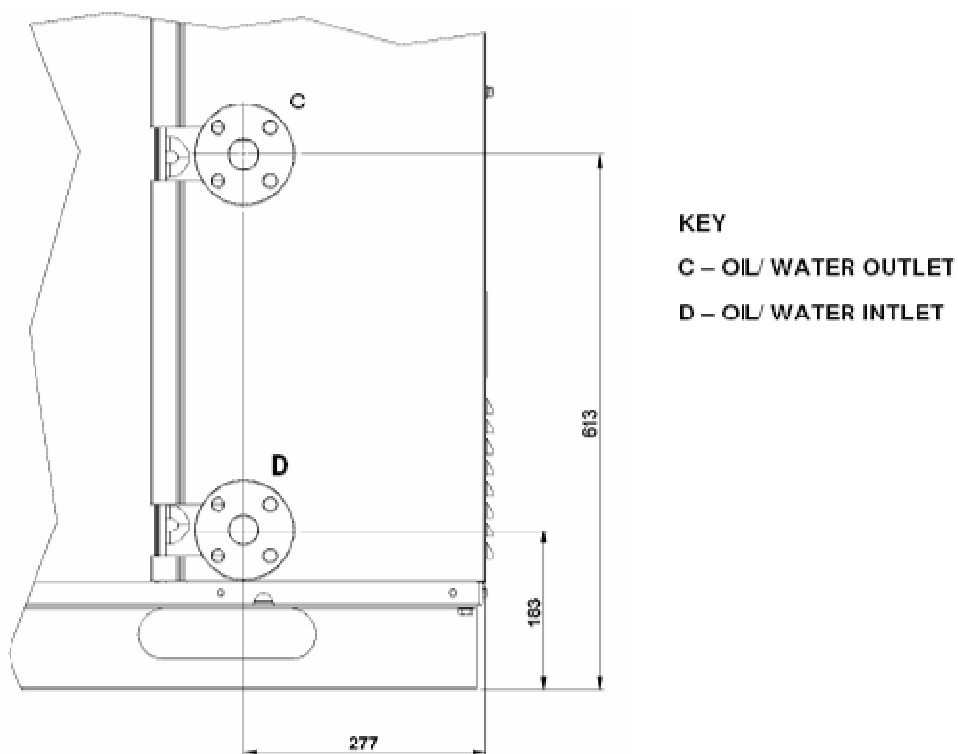
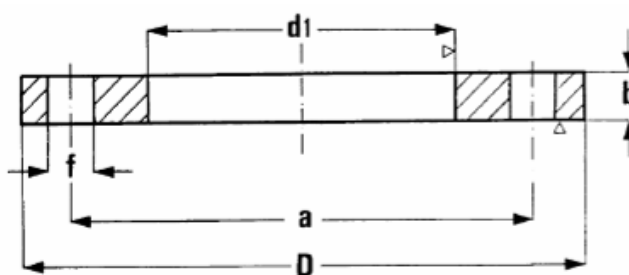


Figura A-2 – Dimensiones de la enfriadora por absorción activada térmicamente ACF 60-00 TK



The flanges are UNI EN 1092-1 PN16 DN25 (UNI 2278-67 PN16)



DN	d1	a	D	b	f	Screw	Holes N°
25	34,5	85	115	16	14	M12	4

Figura A-3 – Conexiones de aceite de la enfriadora por absorción ACF 60-00 TK

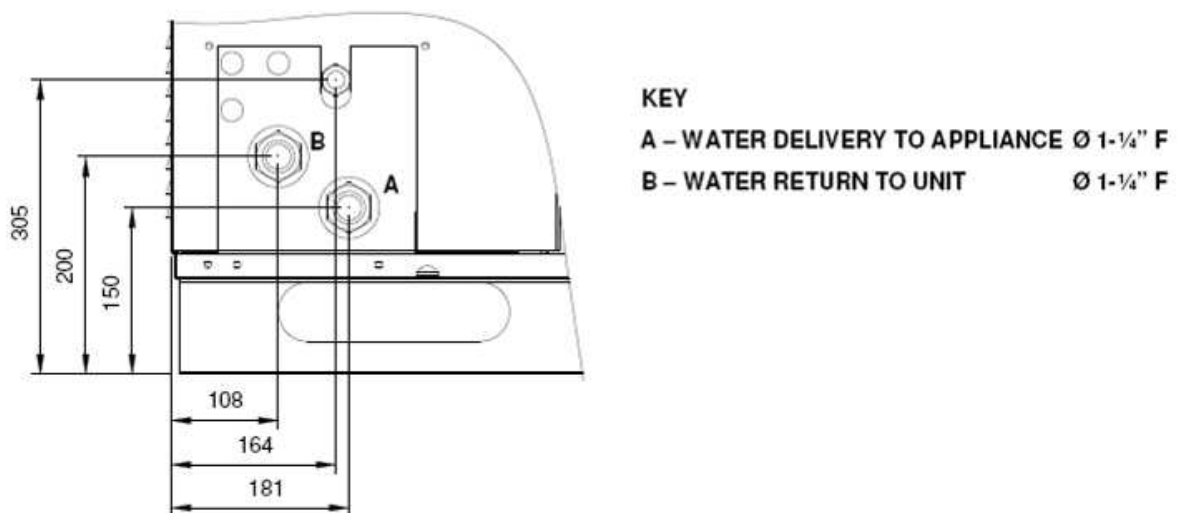


Figura A-4 – Conexiones de agua fría de la enfriadora por absorción

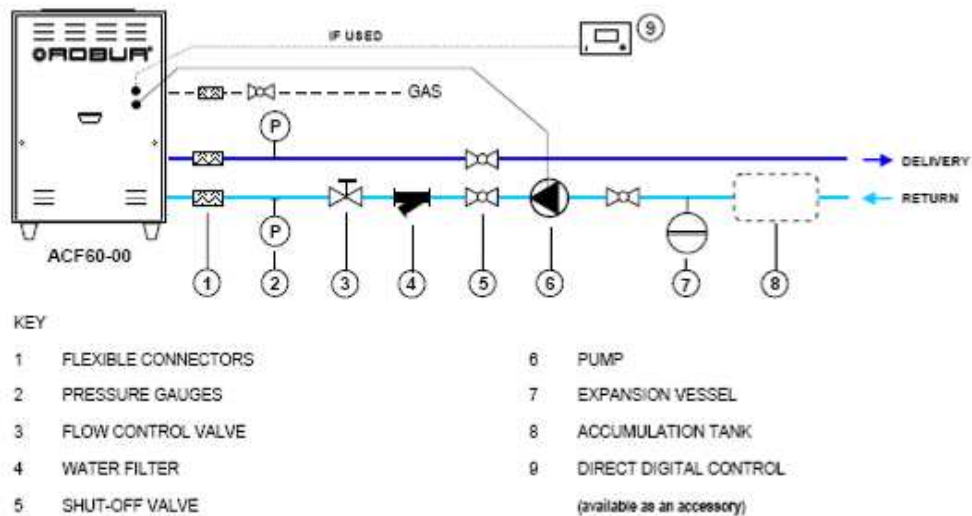


Figura A-5 – Conexiones de la enfriadora por absorción ACF 60-00 TK con el circuito de agua fría

### C.3. Planos del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico

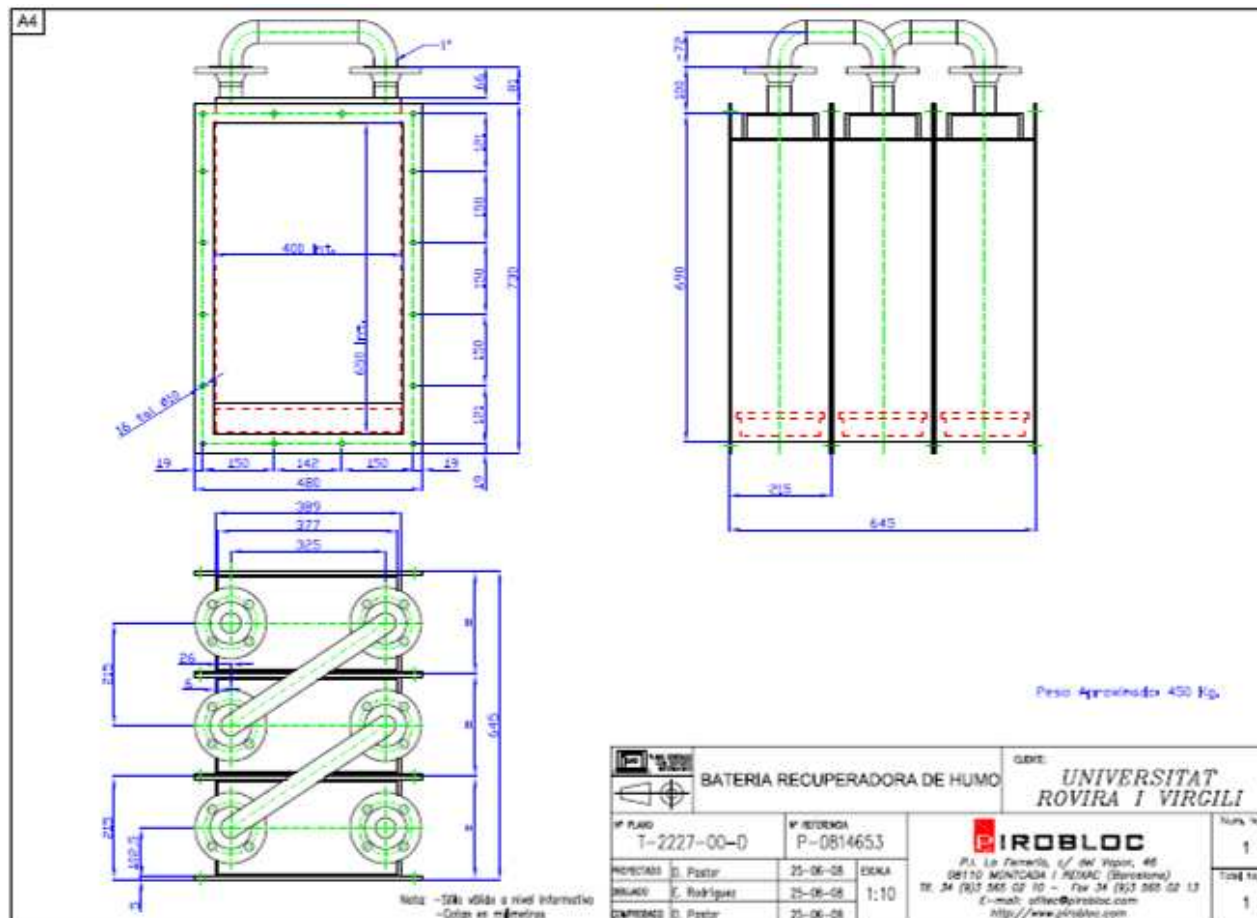


Figura A-6 – Intercambiador de calor gases de escape – aceite térmico en 2D acotado



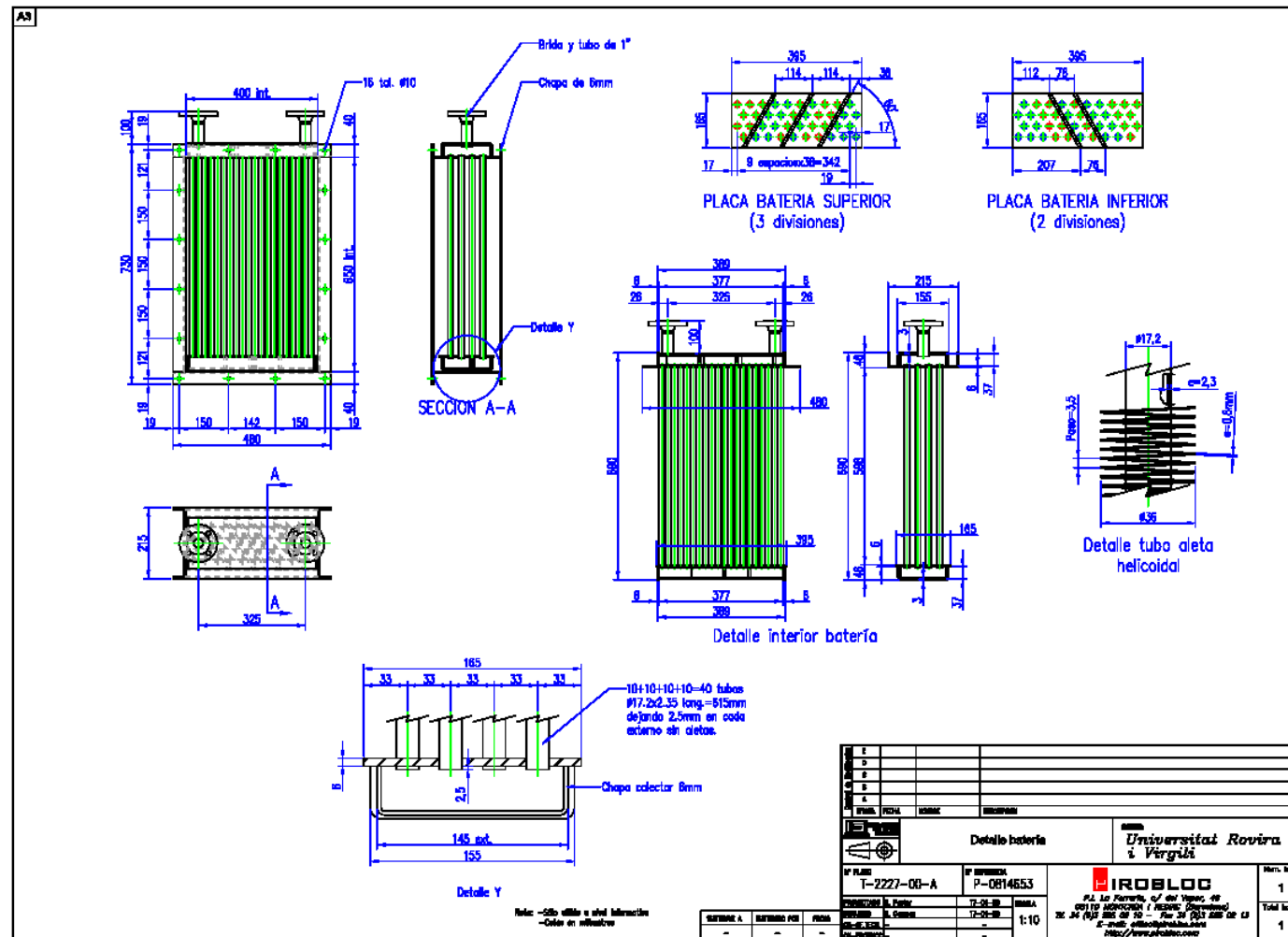


Figura A-7 – Detalle de la batería del intercambiador de calor gases de escape – aceite térmico



C.4. – Planos del depósito de expansión

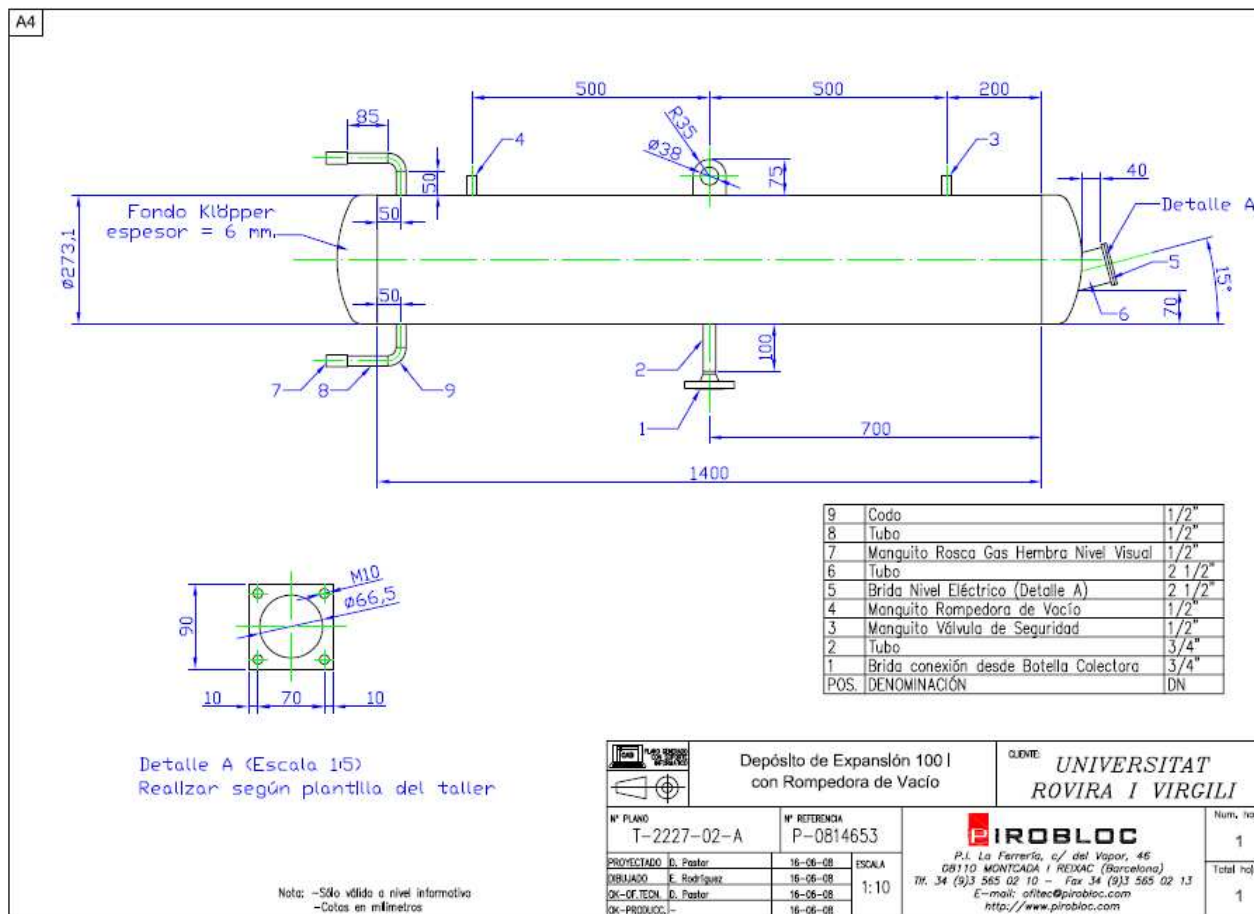


Figura A-8 – Detalle del intercambiador de calor gases de escape – aceite térmico



## Anexo D – Otra información

### D.1. Esquema de funcionamiento de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto

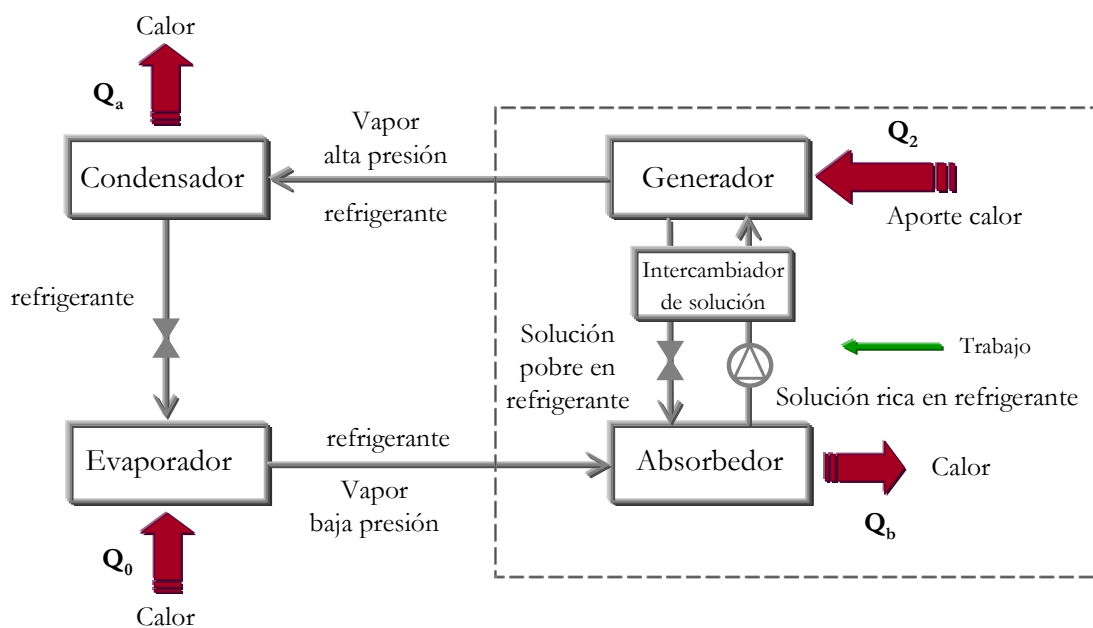


Figura A-9 – Esquema de funcionamiento de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto.

## D.2. Características Aceite Repsol Multigrado térmico

### Descripción

Fluido formulado especialmente para su empleo como agente de transmisión de calor. Se formula con bases minerales muy refinadas, con aditivación específica que le confiere una extraordinaria resistencia a la oxidación.

### Recomendaciones

- Es un aceite específico para emplear en sistemas de transmisión de calor en circuito cerrado y con circulación forzada, en las que las temperaturas máximas de trabajo estén en torno a 300°C.

### Cualidades

- Gran estabilidad térmica y resistencia a la oxidación.
- Larga vida útil en servicio.
- Amplio rango de temperaturas de operación.
- Fácil control de la temperatura.
- Buen coeficiente de transmisión de calor.
- Baja presión de vapor.
- Baja tendencia a la formación de residuos carbonosos.
- No es corrosivo.

### Nivel de calidad

- ISO 6743/12-QB
- DIN 51502-Q

### Características técnicas

	UNIDADES	MÉTODO	VALOR
Densidad a 15°C	g/ml	ASTM D 4052	0,875
Viscosidad a 40°C	cSt	ASTM D 445	37
Viscosidad a 100°C	cSt	ASTM D 445	5,8
Índice de Viscosidad		ASTM D 2270	102
Punto de congelación	°C	ASTM D 97	-12
Punto de inflamación	°C	ASTM D 92	220
Punto Inicial destilación	°C	ASTM D 1160	360
T.A.N.	mg KOH/g	ASTM D 664	0,4
T.B.N.	mg KOH/g	ASTM D 2896	1,1
Estabilidad térmica	°C	--	300

## Presentaciones

- Granel, contenedores de 875 kg y bidones de 185 kg.

### *Identificación de peligros*

Este producto no está clasificado como tóxico ni peligroso según la legislación vigente.

### *Manipulación*

Debe realizarse manteniendo unas precauciones mínimas que eviten el contacto prolongado con la piel. Se recomienda el empleo de guantes, visores o gafas para evitar salpicaduras.

### *Peligros para la salud y seguridad*

**Inhalación:** Por ser un producto poco volátil, el riesgo por inhalación es mínimo.

**Ingestión:** No provocar el vómito. Suministrar agua. Solicitar ayuda médica.

**Contacto Piel:** Lavar con abundante agua y jabón.

**Ojos:** Lavar con abundante agua.

**Medidas generales:** Solicitar ayuda médica.

### *Medidas de lucha contra los incendios*

No se requieren medios especiales.

**Medios de extinción:** Espumas, químicos secos, CO<sub>2</sub>, agua pulverizada. No aplicar directamente el chorro de agua ya que puede provocar la dispersión del producto.

### *Precauciones para el medio ambiente*

Peligro de contaminación física en caso de vertido (cursos de aguas, litorales costeros, suelos, etc.) debido a su flotabilidad y consistencia oleosa que pueda causar daños a la fauna y flora en contacto. Evitar la entrada de material en tomas de agua.

**Descontaminación y limpieza:** Tratar como un vertido accidental de aceite. Evitar la dispersión con barreras mecánicas y retirar con medios físicos o químicos.

Teléfono de emergencia. Instituto Nacional de Toxicología 915620420

Salvo otra indicación, los valores citados en las características técnicas deben considerarse como típicos.

Hojas Técnicas Lubricantes. Revisión 2. Diciembre 2007





Los gases de escape de la microturbina de gas son el resultado de la combustión en la cámara de combustión de la mezcla de combustible (gas natural) y aire.

Para poder realizar los balances energéticos fue necesario conocer el cp de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas, la composición de los gases de escape permite calcular su capacidad calorífica y determinar el impacto ambiental de las emisiones de la microturbina.

La microturbina se caracteriza por un exceso elevado de aire de combustión [36].

Se realizaron mediciones experimentales de la composición de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas con un analizador de gas TESTO 335 V1.24 el 26 y 27 de marzo de 2009.

En la tabla A-13 se observan los resultados obtenidos con la microturbina de gas operando a 23 kW, 22 kW y 20 kW (para más información sobre los datos obtenidos véase anexo E.2.).

Tabla A-13 – Composición de los gases de escape a la salida de la microturbina de gas para una potencia de 23 kW.

<b>Testo 335 V1.24 01267835/E</b>	
<b>O<sub>2</sub> ref</b>	3,0 %
<b>CO<sub>2</sub> max</b>	11,9 %
<b>Temperatura gases de escape</b>	275,4 °C
<b>Temperatura ambiente</b>	20 °C
<b>O<sub>2</sub></b>	18,19 %
<b>CO</b>	9 ppm
<b>CO<sub>2</sub></b>	1,59 %
<b>Lambda</b>	6,87

A partir de los resultados experimentales obtenidos con el analizador de gases TESTO para una temperatura de 275,4°C, se calcularon las propiedades de los gases de escape con el programa Aspen HTFS+ 2006 para diferentes temperaturas ambientes (tabla A-14).

Tabla A-14. Parámetros de los gases de escape para diferentes temperaturas.

Temperatura	Entalpia	cp	Viscosidad	Densidad
[°C]	[kJ/kg]	[kJ/(kg*K)]	[mPa*s]	[kg/m <sup>3</sup> ]
283	116,3	1,033	0,03	0,65
274	107,1	1,031	0,03	0,66
266	98,9	1,029	0,029	0,67
257	89,6	1,027	0,029	0,68
248	80,4	1,025	0,029	0,69
240	72,2	1,023	0,028	0,7
231	63	1,021	0,028	0,72
223	54,8	1,019	0,028	0,73
214	45,7	1,017	0,027	0,74
205	36,5	1,015	0,027	0,75
197	28,4	1,013	0,027	0,77
188	19,3	1,011	0,026	0,78

A partir de los datos anteriores se obtiene la regresión lineal del cp de los gases de escape en función de la temperatura media entre la temperatura de entrada y salida del intercambiador de calor gases de escape-aceite térmico (ecuación 63).

$$c_{pg} = 0,96731 + 0,00023 * T_m \quad (63)$$

$$R^2 = 0,9999$$

#### D.4. Puesta en marcha del sistema de trigeneración

1. Las válvulas del circuito de los gases de escape deberían estar en la posición correcta.

MODO DE TRIGENERACIÓN:  $V_A$  y  $V_C$  abiertas según la figura A-12 y  $V_B$  cerrada.

MODO DE COGENERACIÓN:  $V_A$  y  $V_C$  cerradas y  $V_B$  abierta

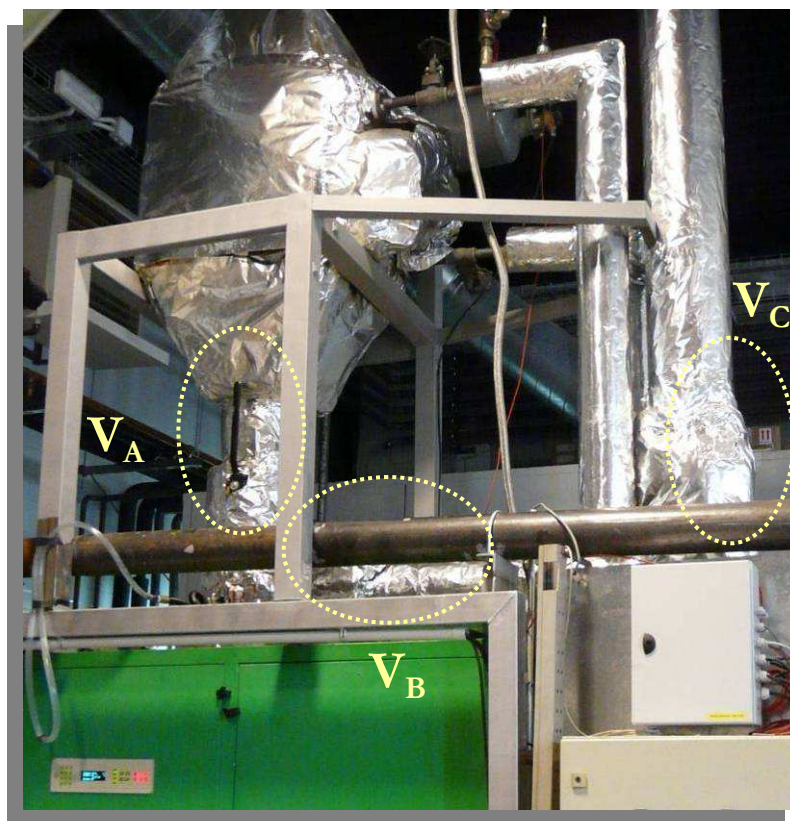


Figura A-12 - Situación y posición de las válvulas de gases de escape

2. El sensor de presión de los gases de escape y el termostato del aceite térmico deberían estar conectados a la MGT. Este punto es muy importante. Si hubiese una sobrepresión en la salida de la MGT, los componentes de la MGT podrían sufrir daños importantes.

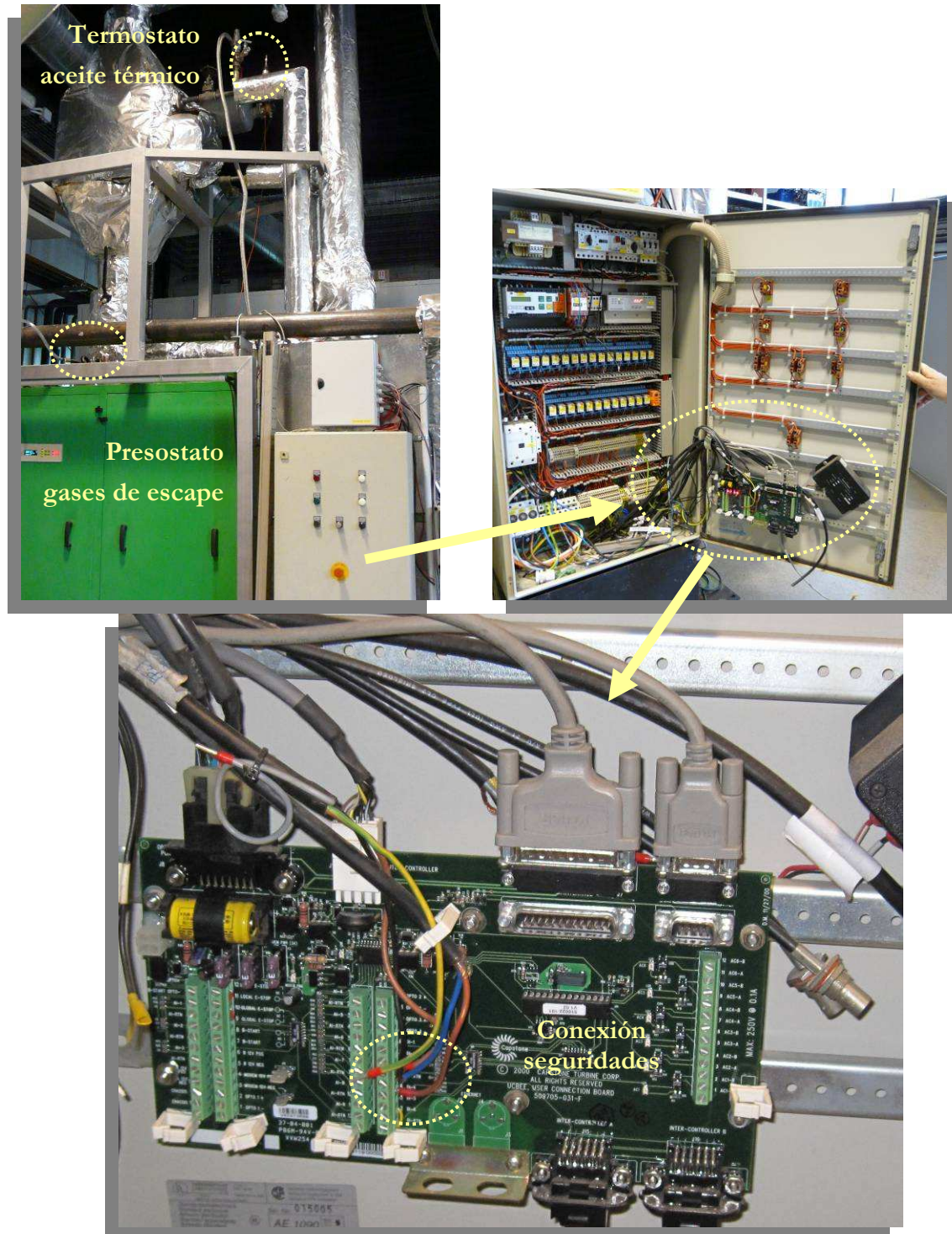


Figura A-13 - Conexión del presostato para proteger la MGT.

3. El circuito de aceite térmico debería tener las válvulas en la posición correcta.

MODO DE OPERACIÓN: Todas las válvulas deberían estar abiertas ( $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ ,  $V_4$ ,  $V_5$ ,  $V_6$ ), excepto  $V_7$ , que debería estar cerrada.  $V_7$  será utilizada solo para vaciar o llenar el circuito con el aceite térmico.

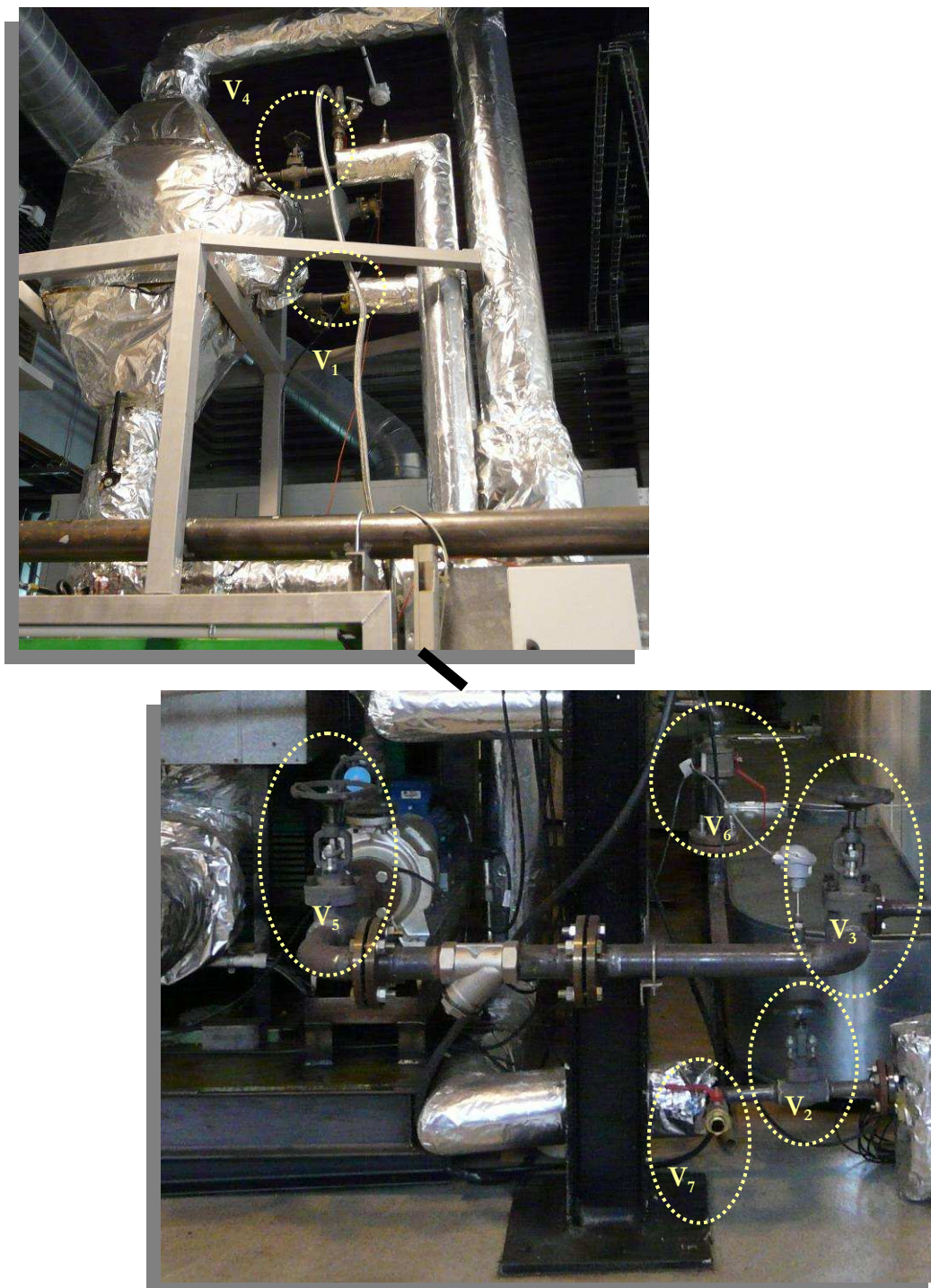


Figura A-14 - Situación y posición de las válvulas de aceite térmico

#### 4. Conexiones del sistema de trigeneración:

- A) Panel MGT (220 V)
- B) Potencia MGT (380 V)
- C) Ventiladores MGT (220 V)
- D) Bomba de aceite térmico (220 V)
- E) TODAVÍA NO – Este es el sensor de la enfriadora por absorción. La enfriadora por absorción no se arrancará hasta que el aceite térmico haya alcanzado la temperatura suficiente (sobre 190°C – 240°C)

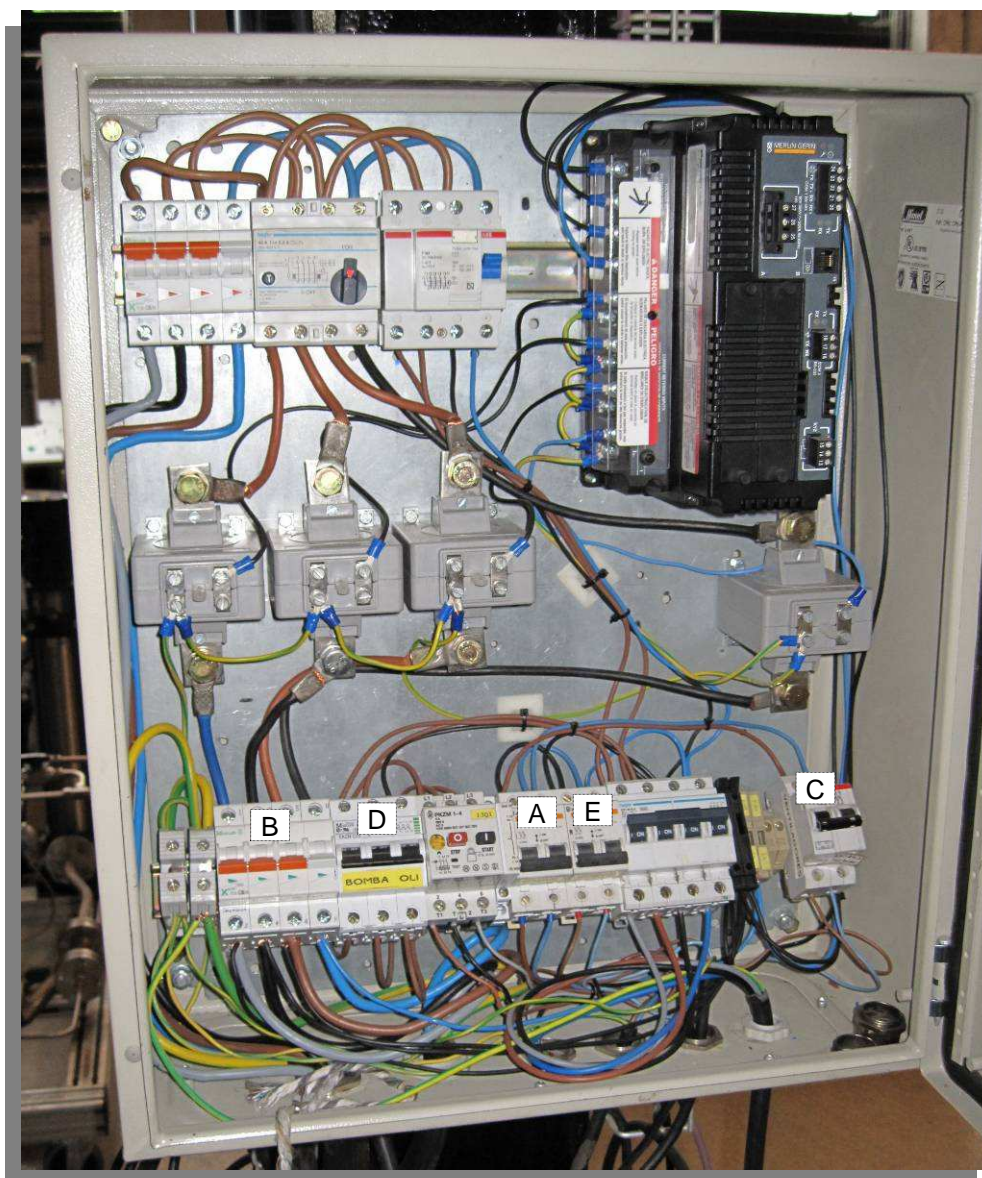


Figura A-15: Panel eléctrico de interruptores

5. La instrumentación se conectará al PC y debería registrar todas las variables.
6. Chequear que el agua caliente fluya. Si el agua caliente no se bombea y el sistema de trigeneración trabaja, la temperatura del agua puede alcanzar en una hora temperaturas de evaporación.
7. El PC se conectará con la MGT

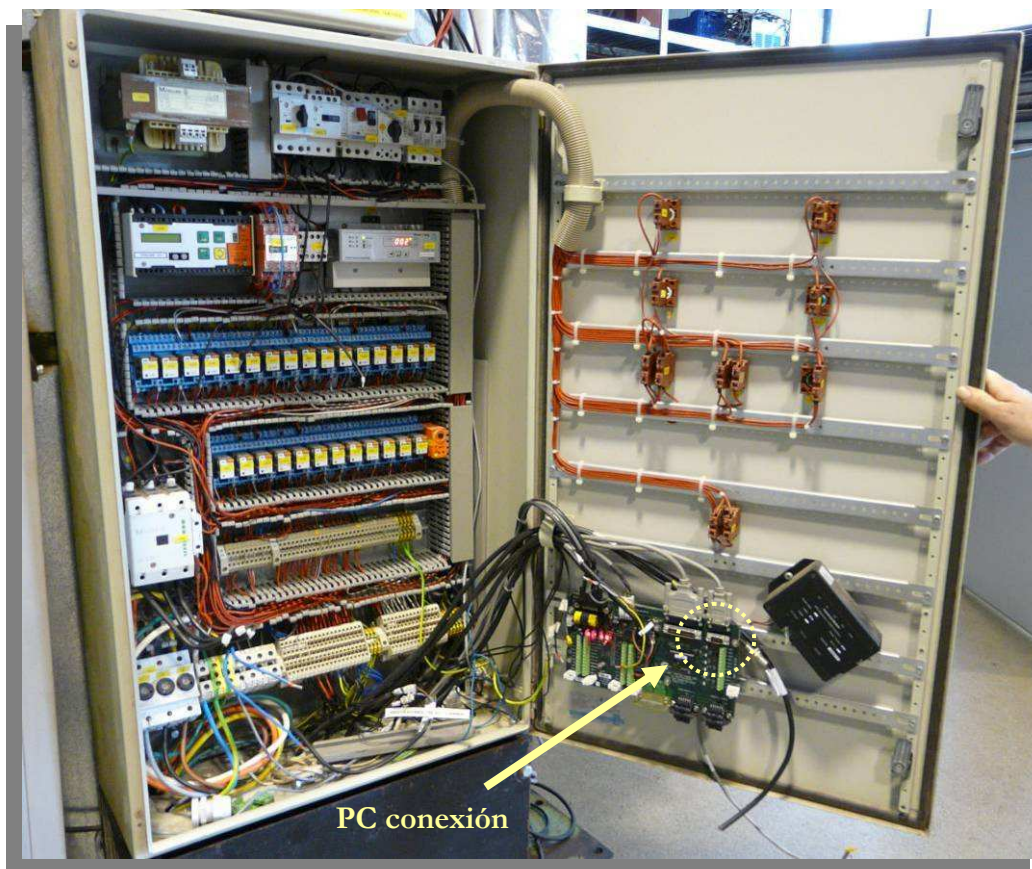


Figura A-16 - Conexión al PC

8. Arrancar el software de Capstone instalado en el PC.

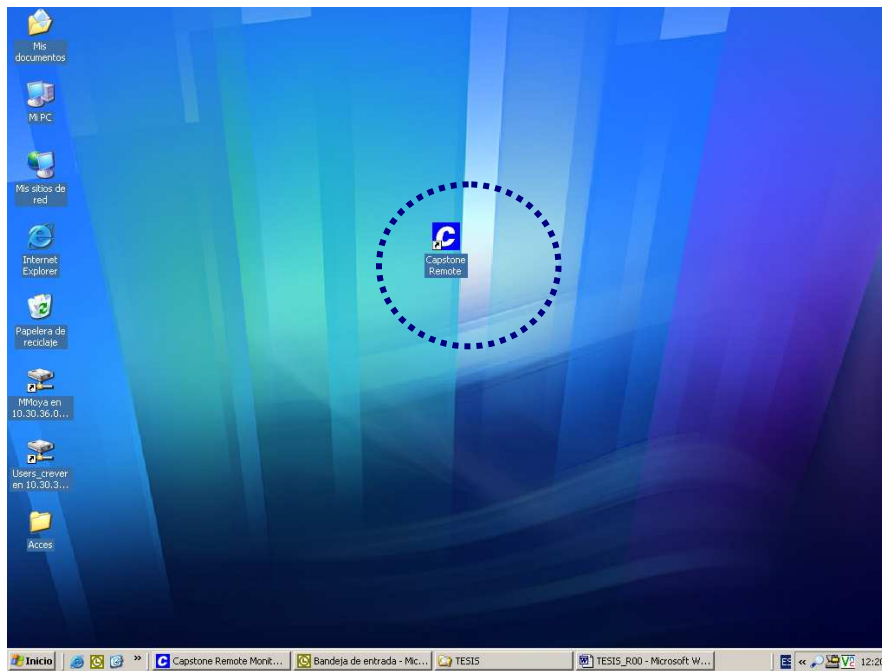


Figure A-17: Icono Capstone

9. Cambiar el modo de operación de modo monitorizar a modo manual

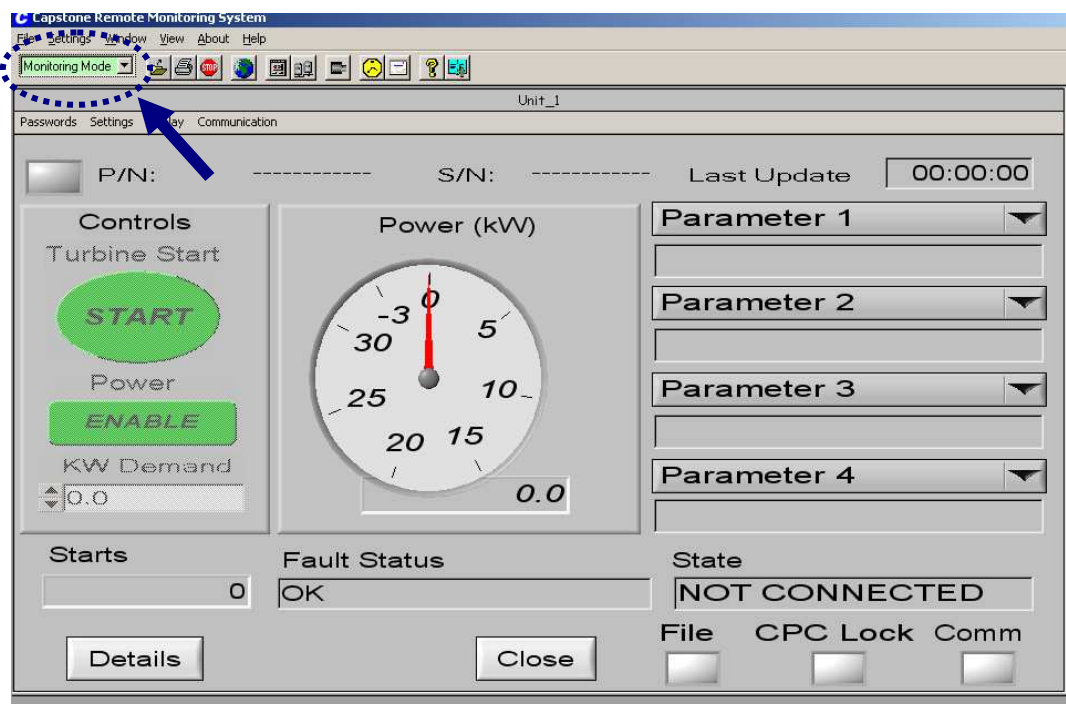


Figura A-18 - Sistema de monitorización remota Capstone

## 10. Comunicar el PC con la MTG

### A) Pulsar en el botón “Comm”

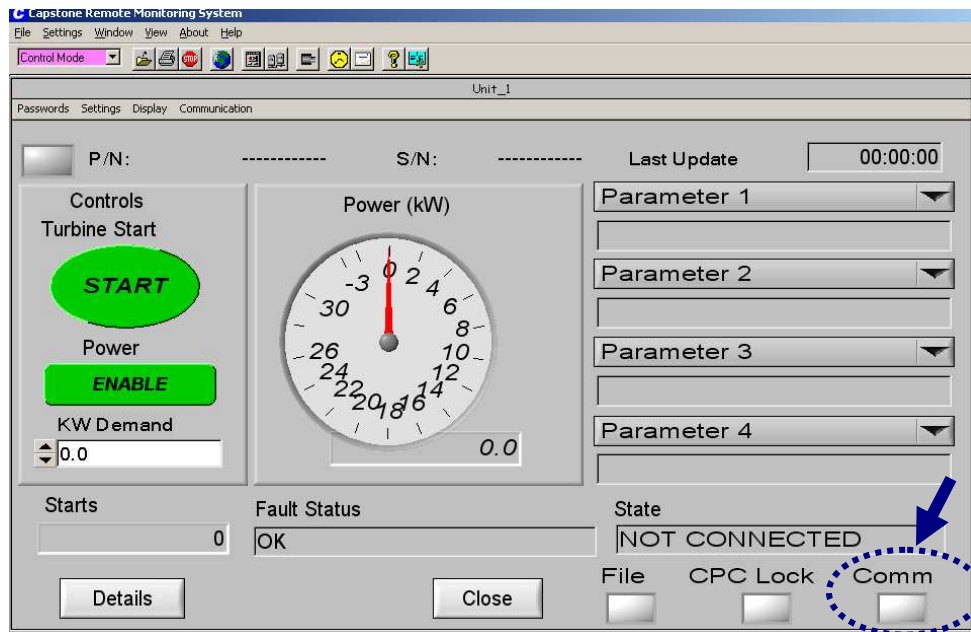


Figura A-19 - Sistema de monitorización remota Capstone para la comunicación con el PC

### B) Una nueva ventana aparece: Communication Settings. Pulsar el botón “OFF”. El botón “COMM” (véase figura A-19) debería cambiar a verde. Si no, comprobar la conexión entre la MTG y el PC o intentar cambiar el puerto Comm (véase figura A-20)

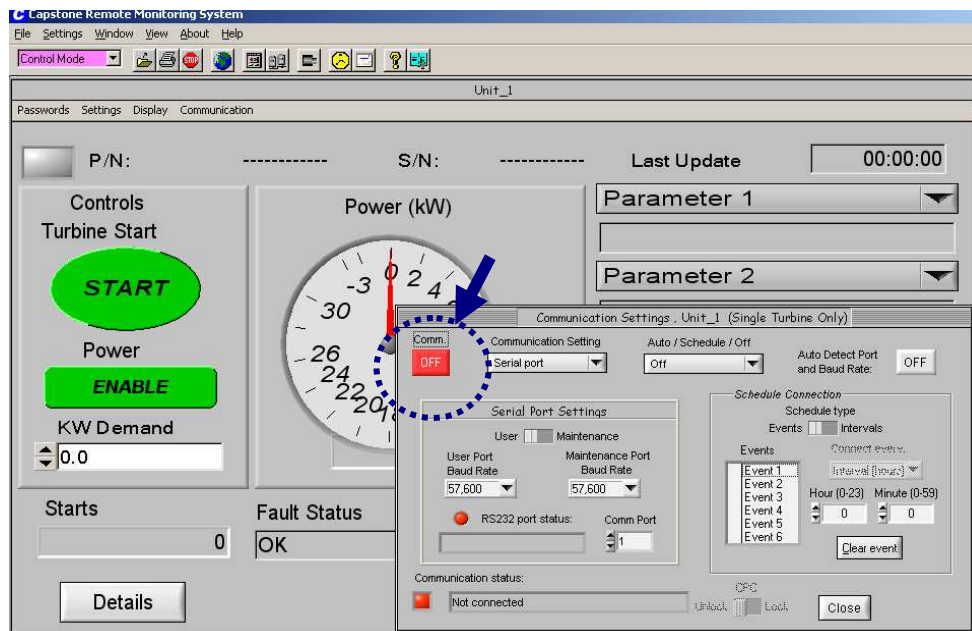


Figura A-20 – Comunicación de la MTG con el PC

## 11. Empezar a grabar

### A) Pulsar el botón “FILE”

Es importante empezar a grabar los datos de la MGT cada vez que arranca el sistema de trigeneración.

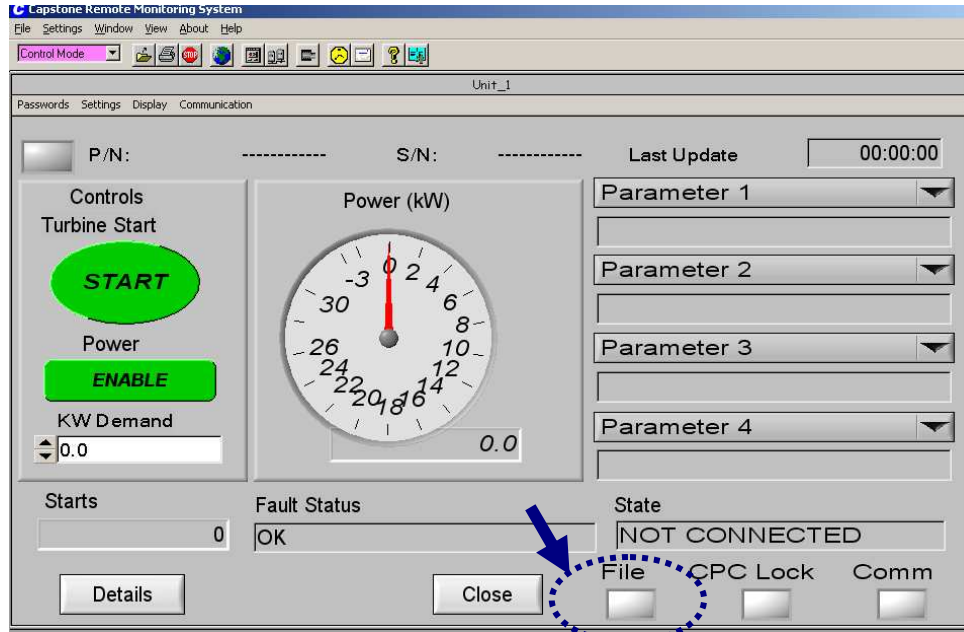


Figura A-21 - Sistema de monitorización remota Capstone para empezar a grabar

### B) Aparecerá una nueva ventana: “File Manager Settings”. Pulsar el botón “OFF”. El botón “FILE” debería cambiar a verde.

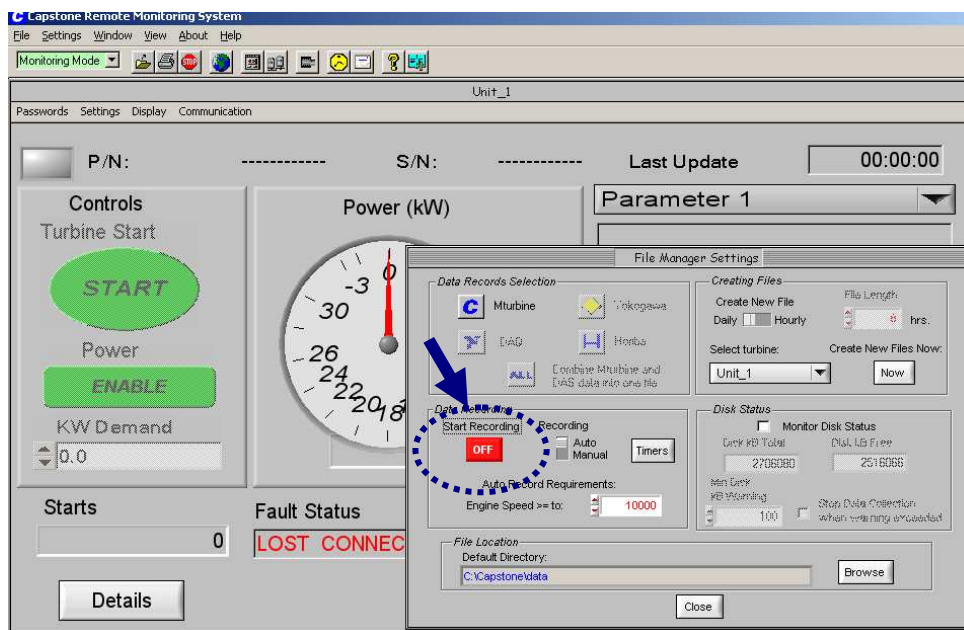


Figura A-22 – Pantalla para empezar a grabar

## 12. Arrancar la MTG

- A) Introducir la demanda de potencia. En la figura A-23, se ha introducido un valor de 25 kW.
- B) Pulsar el botón “START”. La MTG arrancará

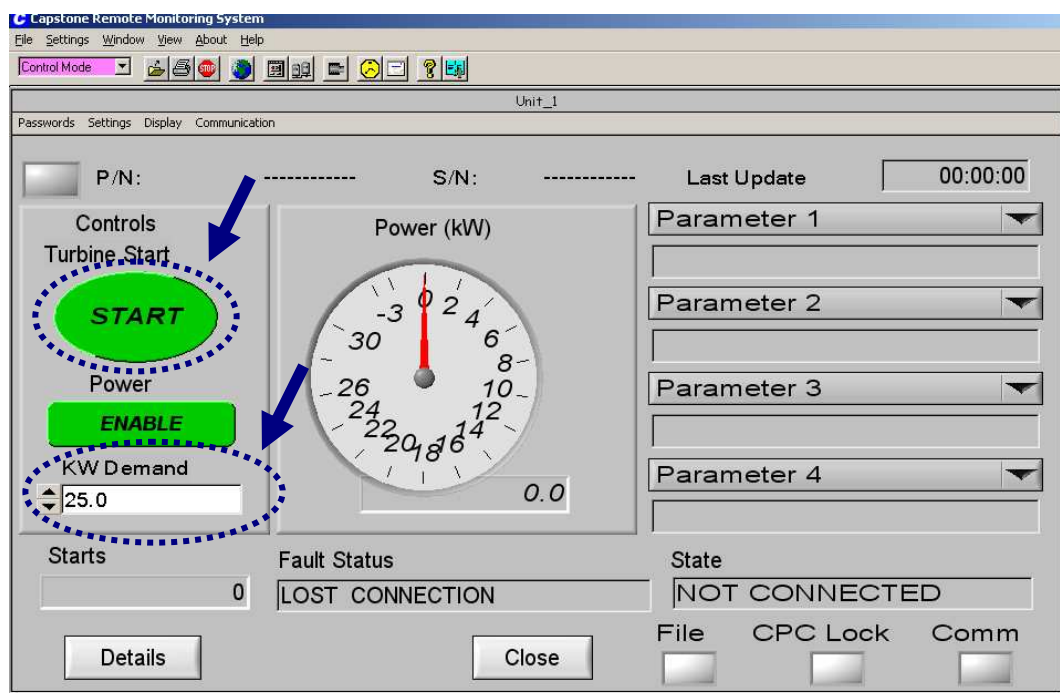


Figura A-23 – Arranque de la MTG según la demanda establecida

## Referencias

- [1] Statistical Review of World Energy 2010. [Internet] BP worldwide historical data. [citado el 15/12/2010]  
Disponible en: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>
- [2] U.S. Department of Energy. International Energy Outlook 2009. May 2009
- [3] U.S. Department of Energy. Reference Case Projections by End-Use Sector and Country Grouping, International Energy Outlook 2010 Appendix F. May 2010
- [4] U.S. Department of Energy. Graphic data of World marketed energy use by fuel type, 1990-2035, International Energy Outlook 2010. May, 2010.
- [5] Statistical Review of World Energy 2008. [Internet] BP worldwide historical data. [citado el 15/12/2010]  
Disponible en: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>
- [6] U.S. Department of Energy. [Internet] Independent Statistics and Analysis. [actualizado el 05/01/2011; citado el 10/01/2011] Disponible en: [http://www.eia.gov/dnav/pet/pet\\_pri\\_wco\\_k\\_w.htm](http://www.eia.gov/dnav/pet/pet_pri_wco_k_w.htm)
- [7] U.S. Department of Energy. [Internet] Annual Energy Outlook 2010. [citado el 04/2010] Disponible en: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/assumption/international.html>
- [8] Demanda de energía eléctrica en el sistema peninsular; Boletín Mensual Octubre de 2010, N°46; Serie actualizada con datos a 22 de noviembre de 2010; MITYC
- [9] Eurostat European Commission. Energy Yearly statistics 2008. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2010; 9p
- [10] Atanasiu B., Bertoldi P., Electricity consumption and efficiency trends in the enlarged European Union – JRC Status report, 2006. JRC Workshop on Effective policies for improving energy efficiency in buildings. Krakow. Poland. 2007.
- [11] Atanasiu B., Bertoldi P., Electricity consumption and efficiency trends in the enlarged European Union – JRC Status report, 2006. JRC Workshop on Effective policies for improving energy efficiency in buildings. Krakow. Poland. 2007.
- [12] Red Eléctrica de España. [Internet] Avance del informe 2009, el sistema eléctrico español. [citado el 17/12/2011] Disponible en: [http://www.ree.es/sistema\\_electrico/pdf/infosis/Avance\\_REE\\_2009\\_v2.pdf](http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/Avance_REE_2009_v2.pdf)
- [13] International Energy Agency (IEA). [Internet] Energy Technology Perspectives 2008, Scenarios and Strategies to 2050. [citado el 21/12/2010] Disponible en: <http://www.iea.org/W/bookshop/add.aspx?id=330>
- [14] Hiremath R, Shikha S, Ravindranath N. Decentralized energy planning; modelling and application—a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2007;11(5):729–52.
- [15] World Alliance for decentralized energy. [Internet] Economic Benefits. [Citado el 20/12/2010] Disponible en: [http://www.localpower.org/ben\\_economic.html](http://www.localpower.org/ben_economic.html)

- [16] Orlando JA. Cogeneration design guide. USA: ASHRAE, Inc; 1996.
- [17] EC,2004. Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y el Consejo para la promoción referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea.Art.3
- [18] EC,2004. Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y el Consejo para la promoción referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea.Annexo III
- [19] Metz B., Davidson O.R., Bosch P.R., Dave R., Meyer L.A. Mitigation of Climate Change. IPCC Fourth Assessment Report. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 2007.
- [20] International Energy Agency IEA. [Internet] Evaluating the benefits of greater global investment. Combined Heat and Power. 2008.[Citado el 17/12/2010] Disponible en:  
[http://www.localpower.org/documents/reporto\\_iea\\_chpwademodel.pdf](http://www.localpower.org/documents/reporto_iea_chpwademodel.pdf),
- [21] Fumo N. and Chamra L. M. Analysis of combined cooling, heating, and power systems based on source primary energy consumption; Appied Energy 2009; 87: 2023-2030,
- [22] Bruno, J.C., Letelier, E., Romera, S., López, J., Coronas, A., Modelling and Optimisation of Solar Organic Rankine Cycle Engines for Reverse Osmosis Desalination, Applied Thermal Engineering, 28, 2212-2226, 2008.
- [23] Bruno, J.C., Ortega-López, V., Coronas, A., Integration of Absorption Cooling Systems into Micro Gas Turbine Cogeneration Systems using Biogas: Case study of a Sewage Treatment Plant, Applied Energy, 86, 837-847, 2009.
- [24] Meunier F, Trémeac B, Restuccia G., Bruno, J.C y otros. Energy Efficiency and Integration of Renewable energy in building. Proyecto Europeo Camelia. Conservatoire National des Arts et Métiers. Octubre 2007.
- [25] Possidente R., Roselli C., Sasso M., Sibilio S. Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. Energy and Buildings 2006; 38 (12), pp. 1417-1422,
- [26] Pehnt M., Cames M., Fischer C.,y otros. Micro cogeneration, towards decentralized energy systems. Energy Policy. Micro Cogeneration Technology Martín Pehnt Springer Berlin Hedelberg New York. 2007; 35; 3: 2018–2020,
- [27] EC, 2004. Directiva europea 2004/8/EC del Parlamento Europeo y del Consejo referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea, pp. 50-60.
- [28] World Energy Council. Energy Efficiency Policies around the World: Review and Evaluation, Promoting the sustainable supply and use of energy for the greatest benefit of all. 2008.
- [29] Consejo de la Unión Europea de Bruselas 8 y 9 de marzo de 2007. Bruselas, 2007.
- [30] Normativa española. REAL DECRETO 661/2007por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. 25 de mayo, 2007.

- [31] International Energy Agency – IEA. Evaluating the benefits of greater global investment. Combined Heat and Power. Paris, 2008.
- [32] Propuesta de Real Decreto [Internet]. Propuesta de Real Decreto de regulación de la conexión a red de instalaciones de producción de energía eléctrica, de pequeña potencia. España, Julio 2010. [Citado el 20 febrero 2011].
- [33] EC,2004. Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y el Consejo para la promoción referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea. Anexo I
- [34] PolySmart. Combined Heating, Cooling and Power Generation in the Small Capacity Range, Information brochure produced as part of Polysmart - Polygeneration with advanced Small and Medium scale thermally driven Air-conditioning and Refrigeration Technology, funded by the European Commission under FP 6, DG Energy and Transport. Disponible en: [www.polysmart.org](http://www.polysmart.org).
- [35] Bruno J.C., Massagués LL, Coronas A. Stand-alone and grid-connected performance analysis of a regenerative micro gas turbina cogeneration plant. Proceedings of the Institution of mechanical Engineers, Journal A: Journal of Power and Energy 2004; 218: 15-22.
- [36] Vidal A., Bruno J.C., Best R., Coronas A. Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies. J. energy Res. 2007; 31:119-34.
- [37] Nascimento M.A.R., Lora E. S., Corrêa P.S.P., Andrade R. V., Rendon M. A., Venturini O. J. et al. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: Modelling and experimental evaluation. Energy 2008; 33: 233-40.
- [38] Baxi Co.Uk [Internet] Especificaciones técnicas Baxiecogen. Clean and efficient energy for the home [citado el 21 Oct 2010] Disponible en: [http://www.baxi.co.uk/docs/Baxi\\_microchp\\_leaflet.pdf](http://www.baxi.co.uk/docs/Baxi_microchp_leaflet.pdf)
- [39] Disenco. [Internet] Especificaciones técnicas Diseco [Citado el 21 Oct 2010]. Disponible en: <http://www.disenco.com/html/overview-2217.htm>
- [40] Jakob U., Saulich S. Development and Investigation of Solar Cooling Systems Based on Small-Scale Sorption Heat Pumps. 1st International Congress on Heating, Cooling, and Buildings, Eurosun 2008. Portugal 2008.
- [41] Jakob U., Spiegel K., Pink W. Development and experimental investigation of a novel 10 kW ammonia/water absorption chiller-Chillii PSC – for air-conditioning and refrigeration systems. 9<sup>th</sup> International IEA Heat Pump Conference. Suiza 2008.
- [42] Solarnext [Internet]. Especificaciones técnicas chilli Cooling Kit PSC12. [citado el 22 Oct 2010]. Disponible en: [http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/090223\\_chillii\\_kit\\_PSC12\\_e.pdf](http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/090223_chillii_kit_PSC12_e.pdf)
- [43] Jakob U. Recent Developments of Small-Scale Solar or Waste Heat Driven Cooling Kits for Air-Conditioning and Refrigeration. Heat Powered Cycles Conference. Germany, 2009.
- [44] Tassou S.A., Chaer I., Sugiarta N. y otros. Application of tri-generation systems to the food retail industry. Energy Conversion and Management 2007, 48:2988-2995.
- [45] El Haouari M. Opportunities of developing solar cooling systems. The “Renewable Energy Air-

Conditioning System for Mediterranean Countries” project. Marruecos; 2003

- [46] M.Citterio, G.Corallo, G.Guj, A.Vangelista, B. Di Pietra, Solar air-conditioning with high temperatura solar collectors and water ammonia absorption heat pump, 61st ATI National Congress – International Session “Solar Heating and Cooling”, Italy, 2006.
- [47] Aprile M., Motta M. Simulations of a novel solar absorption cooling concept: a comparison of static and dynamic system models. 2nd International conference on Solar Air-Conditioning OTTI. Tarragona; 2007
- [48] Wu D.W., Wang R.Z. Combined cooling, heating and power: A review. Progress in Energy and Combustion Science. 2006,32:459-495.
- [49] Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D. and G. Gutiérrez. Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005. Applied Thermal Engineering. 2008; 28- 8-9: 1074-1081.
- [50] Foley, G., DeVault, R., and Sweetser, R. The Future of Absorption Technology in America – A Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation–. Advanced Building Systems Conference. 2000, June.
- [51] D. Salavera, S.K. Chaudhari, X. Esteve and A. Coronas, Vapor–liquid equilibria of ammonia + water + potassium hydroxide and ammonia + water + sodium hydroxide solutions at temperatures from (293.15 to 353.15) K, J. Chem. Eng. Data 50. 2005, p. 471.
- [52] Bruno, J. C.; Vidal, A.; Esteve, X.; Coronas, A. Modelling and thermal analysis of ammonia-water-sodium hydroxide absorption refrigeration cycles. International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC, Colorado, EE.UU, 2005
- [53] Steiu S., Salavera D., Bruno J.C. and Coronas A. A basis for the development of new ammonia-water-sodium hydroxide absorption chillers, International Journal of Refrigeration. 2009; 32 - 4: 577-587,
- [54] Yoon, J.I., Lee, H.S., Moon, C.G., Kim, E., Kim, J.D., Saha, B.B. Heat and mass transfer characteristics of a helical absorber using LiBr and LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl solutions. Proc. Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics Conference, Thessaloniki, Greece. 2001; 3: 2303–2308.
- [55] Kulankara, S. Effect of enhancement additives on the absorption of water vapour by aqueous lithium bromide, Ph.D. Thesis, University of Maryland, College Park. 1999.
- [56] Brendel T., Spindel K. und Müller-Steinhagen H. Aufbau einer Versuchs- und Demonstrationsanlage zur solaren Kühlung am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart. 2004
- [57] De Lucia M., Cinelli C. Micro-trigeneration plant: Development of a small-size ammonia-water absorption system. 61st ATI National Congress, International Session Solar Heating and Cooling. Perugia; 2006
- [58] Eicker U. Low Energy Cooling for Sustainable Buildings. 1<sup>a</sup> Ed. John Wiley & Sons, Ltd; 2009.
- [59] Castro, J., L. Leal, P. Pozo, C.D. Pérez-Segarra, and C. Oliet. 2002. Development and performance of an air-cooled water-LiBr absorption cooling machine. Proceedings of the Forum International Sur les Energies Renouvelables I, pp. 59–65.
- [60] Clause, M.; Meunier, F.; Coulié, J. and Herail, E. Comparison of adsorption systems using natural gas fired fuel cell as heat source, for residential air conditioning. International Journal of Refrigeration. 2009; 32-

4:712-719.

- [61] Clause, M.; Alam, K.C.A. and Meunier, F. Residential air conditioning and heating by means of enhanced solar collectors coupled to an adsorption system. *Solar Energy*. 2008; 82-10:885-892.
- [62] Eicker, U.; Schneider D.; Schumacher, J.; Ge, T. and Dai, Y. Operational experiences with solar air collector driven desiccant cooling system. *Applied Energy*. 2010; 87-12:3735-3747.
- [63] Badami, M.; Portararo A. and Ruscica, G. Analysis and comparison of performance of two small-scale trigeneration plants: An ice with a liquid desiccant cooling system and a MGT with an absorption chiller. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings*. 2010; 6:459-467.
- [64] Arteconi A., Brandoni C. and Polonara F. Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector. *Applied Thermal Engineering*. 2008; 29 8-9:1735-1743.
- [65] Maidment GG, Zhao X, Riffat SB and Prosser G. Application of combined heat-and-power and absorption cooling in a supermarket. *Appl Energy* 1999;63:169-90.
- [66] Maidment GG, Zhao X, Riffat SB. Combined cooling and heating using a gas engine in a supermarket. *Appl Energy* 2000;68:321-35.
- [67] Deng J., Wang R.Z. and Han G.Y. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2010: 1-32.
- [68] Banetta S., Barsali S. A test facility for distributed cogeneration: experiences on a microturbine and chiller based plant. *17th International Conference on Electricity Distribution, CIRED*. Barcelona; 2003.
- [69] Bruno J.C. and Coronas A. Estudio de una Micro Turbina de Gas con propano y gas natural para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Tarragona; 2004.
- [70] Liao X.; Cowie M.; Radermacher R. Propane Tests at Chesapeake Building. Center for environmental energy engineering, University of Maryland. November 2002.
- [71] Sun Z.G. and Xie N.L. Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine. *Applied Thermal Engineering*. 2010, 30:1242-1246.
- [72] Wang A. Applications Manager, CHP, Capstone Turbine MicroTurbine CHP Systems, FEMP. Atlanta; 2002
- [73] Bruno J.C., Coronas A.. Estudi tecnologia del fred industrial i les seves millors tecnologies disponibles en consum d'energia. Tarragon; 2005.
- [74] García D., Valle F. Generación distribuida mediante microturbinas: una tecnología eficiente y demostrada, VIII Congreso internacional de ingeniería de Proyectos; Bilbao, 2004.
- [75] Crever-URV. Deliverable 1.1 Report on Energy Efficient and Renewable Energy Systems Planning and Recommendations for their Successful Application. FP6 TREN/05FP6EN/S07.43964/513481 – Polcity. Mayo 2006.
- [76] Glatzer A. Erste Mikrogasturbinenanlage mit Trigeneration in Österreich, *Die Zeitschrift der Energieverwertungsagentur*, 2004 1/2004, p.41
- [77] Badami M. Informe interno – Sistema de trigeneración. Enero 2011.
- [78] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio [Internet]. Informe instalaciones RIPRE. [Citado el 8

- Enero 2011] Disponible en: <https://oficinavirtual.mityc.es/ripre/informes/informeinstalaciones.aspx>
- [79] Fenercom. [Internet] Guía de la Cogeneración. Madrid, 2010. [Citado el 22 Oct 2010] Disponible en: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-la-Cogeneracion-fenercom-2010.pdf>
- [80] Cogen España. [Internet] Proyectos de micro-cogeneración en el sector residencial y terciario. 1ª Jornada de Cogeneración y microcogeneración en la edificación, 2009 [Citada 22 Oct 2010] Disponible en: <http://www.cogenspain.org/site/Portals/0/COGENTrabaja/JornadasTecnicas/Cogeneraci%C3%B3n%20100%20viviendas%20JM%20Ortega.pdf>
- [81] Alcover J. Microcogeneración Dachs en el hotel balneario A Quinta Da Auga. El Instalador nº 464; junio 2009
- [82] Capstone C30. [Internet] Especificaciones técnicas de la microturbina de gas Capstone C30. [Actualizado 2003; Citado el 15 de sept 2010] Disponible en: <http://www.micropowereurope.com/>
- [83] Capstone Turbine Corporation [Internet]. Performance at Partial Load and ISO Ambient Conditions. Capstone Model C30 Performance. [Actualizado en Junio 2003; citado el 22 Enero 2011] Disponible en: <http://www.micropowereurope.com>.
- [84] Labus J. Informe interno datos experimentales PSC 12 en banco de ensayos. Enero 2011.
- [85] Bruno J.C., Coronas A. Estudio de una micro turbina de gas con propano para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Informe Repsol YPF; 2003.
- [86] Ferruccio D., Informe interno de Robur. E-mail 07/02/2007 de Ferruccio DePaoli de Robur
- [87] Bruno J.C., Coronas A., Proyecto de demostración de la operación de una microturbina de gas Capstone de 28 kW. Gas Natural, 2003.
- [88] Engineering Equation Solver. Academic Professional V8.413 1992-2010 S.A. Klein
- [89] Normativa Española. RD865/2003 por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. BOE número 171; pp. 28055-28069. Julio, 2003.
- [90] UNE 100030 IN. Guía para la prevención y control de la proliferación y diseminación de legionela en instalaciones. Septiembre, 2005.
- [91] Chicco G., Mancarella P. Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development. Energy Policy 2007;35:6132-44.
- [92] Cardona E. and Piacentino A. Cogeneration: a regulatory framework toward growth. Energy Policy 2005; 33: 2100–2111.
- [93] Henning H.M. Low-power microtrigeneration for the residencial and commercial sector. Conference at Euskalduna Palace; Bilbao, 2007.
- [94] Roqueta J.M., Márquez M. Trigeneración: el calor útil en la producción de frío. Cogen España, 2004.
- [95] CE 2007. Decisión de la comisión 2007/74/EC del Parlamento Europeo y del Consejo por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE. Official Journal L 32, 6 February 2007; 21 Diciembre 2006; Anexo II. Luxemburgo: Comisión Europea.
- [96] Plan de acción 2008-2012. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio; Julio 2007.

- [97] Red Eléctrica de España. [Internet] Boletín mensual Noviembre 2010. [Citado el 11 Enero 2011]. Disponible en: [http://www.ree.es/sistema\\_electrico/boletin\\_mensual\\_ree.asp](http://www.ree.es/sistema_electrico/boletin_mensual_ree.asp)
- [98] Normativa Española. RD 661/2007 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial; Anexo I.
- [99] Linares, J.I., Moratilla, B.Y. Eficiencia energética en la edificación. Biblioteca Comillas Ingeniería. Seminario permanente en tecnologías energéticas. Universidad pontificia Comillas, 2008. ISBN 978-84-8468-241-7
- [100] CmapTools knowledge modeling kit, version 5.03, Institute for Human and Machine Cognition, A University Affiliated Research Institute, <http://cmap.ihmc.us>
- [101] Bruno J.C., Coronas A. Proyecto de demostración de la operación de una microturbina de gas Capstone de 28 kW. Informe Gas Natural.; 2003
- [102] Bruno J.C., Coronas A. Estudio de una micro turbine de gas con propano para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Informe Repsol YPF; 2003
- [103] Bruno J.C., Massagués A., Coronas A. Power Quality an Air Emission Tests in a Micro Gas Turbine Cogeneration Plant. Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality (ICREPQ'03). Vigo – Spain; 2003.
- [104] Sala, J.M. Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos, Servicio editorial de la Universidad del País Vasco, Bilbao, 1994.
- [105] Abdollahi S. E. and Vahedi A.. Dynamic Modeling of Micro-Turbine Generation Systems Using Matlab/Simulink. 18th International Conference and Exhibition on. Electricity Distribution, 2005. CIRED 2005.
- [106] Eguía P., Zamora I., Torres E., San Martín J.I., Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Modelling and Simulation of a Microturbine Turing Transient Events. International Conference on Renewable Energies and Power Quality – ICREPQ'10. Granada, Marzo 2010.
- [107] ACF 60-00 Indirect fired unit by diathermic oil data sheet, Robur, 2006
- [108] Gilabert E., Igartua A. Deliberable 5.1 Compressors-Thermal oil applications FP6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Abril 2007.
- [109] Incropera F.P., DeWitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 4ª Ed, John Wiley & Sohns, United States of America, 1996, pp. 581-586.
- [110] Amaris C. Estudio experimental y modelado de un recuperador de calor de los gases de escape de una microturbina de gas, para la activación de una enfriadora de absorción de amoníaco/agua. Proyecto Final de Máster Universitario en Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios. URV, Tarragona, Septiembre 2009.
- [111] Allweiler A.G. [Internet]. Especificaciones técnicas bomba centrífuga PN 16 for Heat Transfer Oils up to 350°C Series NTT. [actualizado 10 Aug 2010; citado 13 Oct 2010] Disponible en: [http://www.allweiler.com/16571/Products/Product-Catalog/Centrifugal-Pumps/with-shaft-seal/Base-plate-design/NTT/Technical-data/awr\\_tabstrip.asp](http://www.allweiler.com/16571/Products/Product-Catalog/Centrifugal-Pumps/with-shaft-seal/Base-plate-design/NTT/Technical-data/awr_tabstrip.asp).

- [112] TLV.CO,LTD. [Internet]. Tipo de válvulas y sus aplicaciones. [citado 14 Oct 2010] Disponible en: <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html>.
- [113] Navarro Esbri J., Torrella E., Cabello R. A vapour compression chiller fault detection technique based on adaptive algorithms, application to on-line refrigerant leakage detection. *International Journal of Refrigeration*; 2007, 29-5: 716-723.
- [114] Kim M., Yoon S. H., Domanski P. A., Payne W. V. Design of a steady-state detector for fault detection and diagnosis of a residential air conditioner. *International journal of refrigeration*; 2008, 31: 790-799.
- [115] Kim M., Payne W. V., Domanski P. A., Yoon S. H., Hermes C. J.L. Performance of a residential heat pump operating in the cooling mode with single faults imposed, *Applied Thermal Engineering*; 2009, 29: 770-778.
- [116] Jiang T., Chen B., He X., Stuart P. Application of steady-state detection method based on wavelet transform, *Computers and Chemical engineering*; 2003, 27: 569-578.
- [117] Cho S., Yang H.-C., Zaheer-uddin M., Ahn. B.-C. Transient pattern analysis for fault detection and diagnosis of HVAC system. *Energy Conversion and Management*; 2005, 46: 3103-3116
- [118] Horuz I., Callander T. Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. *Internacional Journal of Refrigeration*; 2004, 27: 10-16.
- [119] Tassou S.A., Marrito D. y otros. Trigeneration-A solution to efficient use of energy in the food industry. *The Institut of Refrigeration (IOR), Proc Inst R 2007-08 7-1*.
- [120] Dominguez F.J. Comparativa entre la cogeneración y la energía solar en la producción de ACS. Proyecto fin de carrera. Directores: Cledera M.M., Linares J.I. Universidad Pontificia Comillas. Madrid, 2009
- [121] Normal Year – Global and Air Temperature (synthesized time-series). (updated 21 Oct. 2010; cited 26 Oct 2010). [www.soda-is.com](http://www.soda-is.com)
- [122] Manual de Diseño, Generación Eléctrica Distribuida. Gas Natural. Spain: D.L.: M. 7.745-2005.
- [123] Giovanni R., Alessio S. Deliberable 3 Eco-building demand compatibility with polygeneration. FP6.1 Camelia (Concerted Action Multigeneration Energy Systems with Locally Integrated Applications). February 2006.
- [124] Retscreen [Internet]. Software de Análisis de Proyectos de Energía Limpia RETScreen [citado el 10 Enero 2011] Disponible en: <http://www.retscreen.net/es/download.php>
- [125] Normativa española 2010. Orden ITC/3353/2010, de 28 de diciembre, por la que se revisan los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2011 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial.
- [126] Normativa española 2010. BOE Núm.78; Sec.I. Pág. 30056; I. Disposiciones Generales; Ministerio de Industria, Turismo y comercio; Resolución de 22 de marzo de 2010, de la Dirección General de Política Energética y Minas, por la que se hace pública la tarifa de último recurso de gas natural.
- [127] Endesa [Internet]. Tarifas eléctricas. [citado el 15 Enero 2011] Disponible en: [http://www.endesaonline.com/ES/empresas/teguia/asesoramientotarifas/tarifa\\_electricidad\\_tur/tarifas\\_tur/index.asp](http://www.endesaonline.com/ES/empresas/teguia/asesoramientotarifas/tarifa_electricidad_tur/tarifas_tur/index.asp)

- 
- [1] Statistical Review of World Energy 2010. [Internet] BP worldwide historical data. [citado el 15/12/2010]  
Disponible en: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>
- [2] U.S. Department of Energy. International Energy Outlook 2009. May 2009
- [3] U.S. Department of Energy. Reference Case Projections by End-Use Sector and Country Grouping, International Energy Outlook 2010 Appendix F. May 2010
- [4] U.S. Department of Energy. Graphic data of World marketed energy use by fuel type, 1990-2035, International Energy Outlook 2010. May, 2010.
- [5] Statistical Review of World Energy 2008. [Internet] BP worldwide historical data. [citado el 15/12/2010]  
Disponible en: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>
- [6] U.S. Department of Energy. [Internet] Independent Statistics and Analysis. [actualizado el 05/01/2011; citado el 10/01/2011] Disponible en: [http://www.eia.gov/dnav/pet/pet\\_pri\\_wco\\_k\\_w.htm](http://www.eia.gov/dnav/pet/pet_pri_wco_k_w.htm)
- [7] U.S. Department of Energy. [Internet] Annual Energy Outlook 2010. [citado el 04/2010] Disponible en: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/assumption/international.html>
- [8] Demanda de energía eléctrica en el sistema peninsular; Boletín Mensual Octubre de 2010, N°46; Serie actualizada con datos a 22 de noviembre de 2010; MITYC
- [9] Eurostat European Commission. Energy Yearly statistics 2008. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2010; 9p
- [10] Atanasiu B., Bertoldi P., Electricity consumption and efficiency trends in the enlarged European Union – JRC Status report, 2006. JRC Workshop on Effective policies for improving energy efficiency in buildings. Krakow. Poland. 2007.
- [11] Atanasiu B., Bertoldi P., Electricity consumption and efficiency trends in the enlarged European Union – JRC Status report, 2006. JRC Workshop on Effective policies for improving energy efficiency in buildings. Krakow. Poland. 2007.
- [12] Red Eléctrica de España. [Internet] Avance del informe 2009, el sistema eléctrico español. [citado el 17/12/2011] Disponible en: [http://www.ree.es/sistema\\_electrico/pdf/infosis/Avance\\_REE\\_2009\\_v2.pdf](http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/Avance_REE_2009_v2.pdf)
- [13] International Energy Agency (IEA). [Internet] Energy Technology Perspectives 2008, Scenarios and Strategies to 2050. [citado el 21/12/2010] Disponible en: <http://www.iea.org/W/bookshop/add.aspx?id=330>
- [14] Hiremath R, Shikha S, Ravindranath N. Decentralized energy planning; modelling and application—a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2007;11(5):729–52.
- [15] World Alliance for decentralized energy. [Internet] Economic Benefits. [Citado el 20/12/2010]

Disponible en: [http://www.localpower.org/ben\\_economic.html](http://www.localpower.org/ben_economic.html)

- [16] Orlando JA. Cogeneration design guide. USA: ASHRAE, Inc; 1996.
- [17] EC,2004. Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y el Consejo para la promoción referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea.Art.3
- [18] EC,2004. Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y el Consejo para la promoción referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea.Annexo III
- [19] Metz B., Davidson O.R., Bosch P.R., Dave R., Meyer L.A. Mitigation of Climate Change. IPCC Fourth Assessment Report. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 2007.
- [20] International Energy Agency IEA. [Internet] Evaluating the benefits of greater global investment. Combined Heat and Power. 2008.[Citado el 17/12/2010] Disponible en:  
[http://www.localpower.org/documents/reporto\\_iea\\_chpwademodel.pdf](http://www.localpower.org/documents/reporto_iea_chpwademodel.pdf),
- [21] Fumo N. and Chamra L. M. Analysis of combined cooling, heating, and power systems based on source primary energy consumption; Applied Energy 2009; 87: 2023-2030,
- [22] Bruno, J.C., Letelier, E., Romera, S., López, J., Coronas, A., Modelling and Optimisation of Solar Organic Rankine Cycle Engines for Reverse Osmosis Desalination, Applied Thermal Engineering, 28, 2212-2226, 2008.
- [23] Bruno, J.C., Ortega-López, V., Coronas, A., Integration of Absorption Cooling Systems into Micro Gas Turbine Cogeneration Systems using Biogas: Case study of a Sewage Treatment Plant, Applied Energy, 86, 837-847, 2009.
- [24] Meunier F, Trémeac B, Restuccia G., Bruno, J.C y otros. Energy Efficiency and Integration of Renewable energy in building. Proyecto Europeo Camelia. Conservatoire National des Arts et Métiers. Octubre 2007.
- [25] Possidente R., Roselli C., Sasso M., Sibilio S. Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. Energy and Buildings 2006; 38 (12), pp. 1417-1422,
- [26] Pehnt M., Cames M., Fischer C.,y otros. Micro cogeneration, towards decentralized energy systems. Energy Policy. Micro Cogeneration Technology Martín Pehnt Springer Berlin Hedelberg New York. 2007; 35; 3: 2018-2020,
- [27] EC, 2004. Directiva europea 2004/8/EC del Parlamento Europeo y del Consejo referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea, pp. 50-60.
- [28] World Energy Council. Energy Efficiency Policies around the World: Review and Evaluation, Promoting the sustainable supply and use of energy for the greatest benefit of all. 2008.
- [29] Consejo de la Unión Europea de Bruselas 8 y 9 de marzo de 2007. Bruselas, 2007.

- 
- [30] Normativa española. REAL DECRETO 661/2007 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. 25 de mayo, 2007.
- [31] International Energy Agency – IEA. Evaluating the benefits of greater global investment. Combined Heat and Power. Paris, 2008.
- [32] Propuesta de Real Decreto [Internet]. Propuesta de Real Decreto de regulación de la conexión a red de instalaciones de producción de energía eléctrica, de pequeña potencia. España, Julio 2010. [Citado el 20 febrero 2011].
- [33] EC,2004. Directiva 2004/8/EC del Parlamento Europeo y el Consejo para la promoción referente la promoción de la cogeneración basado en el calor útil demandado en el mercado de energía interno. 11 Febrero 2004. Luxemburgo: Comisión Europea. Anexo I
- [34] PolySmart. Combined Heating, Cooling and Power Generation in the Small Capacity Range, Information brochure produced as part of Polysmart - Polygeneration with advanced Small and Medium scale thermally driven Air-conditioning and Refrigeration Technology, funded by the European Commission under FP 6, DG Energy and Transport. Disponible en: [www.polysmart.org](http://www.polysmart.org).
- [35] Bruno J.C., Massagués LL, Coronas A. Stand-alone and grid-connected performance analysis of a regenerative micro gas turbina cogeneration plant. Proceedings of the Institution of mechanical Engineers, Journal A: Journal of Power and Energy 2004; 218: 15-22.
- [36] Vidal A., Bruno J.C., Best R., Coronas A. Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies. J. energy Res. 2007; 31:119-34.
- [37] Nascimento M.A.R., Lora E. S., Corrêa P.S.P., Andrade R. V., Rendon M. A., Venturini O. J. et al. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: Modelling and experimental evaluation. Energy 2008; 33: 233-40.
- [38] Baxi Co.Uk [Internet] Especificaciones técnicas Baxiecogen. Clean and efficient energy for the home [citado el 21 Oct 2010] Disponible en: [http://www.baxi.co.uk/docs/Baxi\\_microchp\\_leaflet.pdf](http://www.baxi.co.uk/docs/Baxi_microchp_leaflet.pdf)
- [39] Disenco. [Internet] Especificaciones técnicas Diseco [Citado el 21 Oct 2010]. Disponible en: <http://www.disenco.com/html/overview-2217.htm>
- [40] Jakob U., Saulich S. Development and Investigation of Solar Cooling Systems Based on Small-Scale Sorption Heat Pumps. 1st International Congress on Heating, Cooling, and Buildings, Eurosun 2008. Portugal 2008.
- [41] Jakob U., Spiegel K., Pink W. Development and experimental investigation of a novel 10 kW ammonia/water absorption chiller-Chillii PSC – for air-conditioning and refrigeration systems. 9<sup>th</sup> International IEA Heat Pump Conference. Suiza 2008.
- [42] Solarnext [Internet]. Especificaciones técnicas chilli Cooling Kit PSC12. [citado el 22 Oct 2010]. Disponible en: [http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/090223\\_chillii\\_kit\\_PSC12\\_e.pdf](http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/090223_chillii_kit_PSC12_e.pdf)
- [43] Jakob U. Recent Developments of Small-Scale Solar or Waste Heat Driven Cooling Kits for Air-Conditioning and Refrigeration. Heat Powered Cycles Conference. Germany, 2009.

- 
- [44] Tassou S.A., Chaer I., Sugiarta N. y otros. Application of tri-generation systems to the food retail industry. *Energy Conversion and Management* 2007, 48:2988-2995.
- [45] El Haouari M. Opportunities of developing solar cooling systems. The “Renewable Energy Air-Conditioning System for Mediterranean Countries” project. Marruecos; 2003
- [46] M.Citterio, G.Corallo, G.Guj, A.Vangelista, B. Di Pietra, Solar air-conditioning with high temperatura solar collectors and water ammonia absorption heat pump, 61st ATI National Congress – International Session “Solar Heating and Cooling”, Italy, 2006.
- [47] Aprile M., Motta M. Simulations of a novel solar absorption cooling concept: a comparison of static and dynamic system models. 2nd International conference on Solar Air-Conditioning OTTI. Tarragona; 2007
- [48] Wu D.W., Wang R.Z. Combined cooling, heating and power: A review. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2006,32:459-495.
- [49] Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D. and G. Gutiérrez. Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005. *Applied Thermal Engineering*. 2008; 28- 8-9: 1074-1081.
- [50] Foley, G., DeVault, R., and Sweetser, R. The Future of Absorption Technology in America – A Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation–. *Advanced Building Systems Conference*. 2000, June.
- [51] D. Salavera, S.K. Chaudhari, X. Esteve and A. Coronas, Vapor–liquid equilibria of ammonia + water + potassium hydroxide and ammonia + water + sodium hydroxide solutions at temperatures from (293.15 to 353.15) K, *J. Chem. Eng. Data* 50. 2005, p. 471.
- [52] Bruno, J. C.; Vidal, A.; Esteve, X.; Coronas, A. Modelling and thermal analysis of ammonia-water-sodium hydroxide absorption refrigeration cycles. *International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC*, Colorado, EE.UU, 2005
- [53] Steiu S., Salavera D., Bruno J.C. and Coronas A. A basis for the development of new ammonia-water-sodium hydroxide absorption chillers, *International Journal of Refrigeration*. 2009; 32 - 4: 577-587,
- [54] Yoon, J.I., Lee, H.S., Moon, C.G., Kim, E., Kim, J.D., Saha, B.B. Heat and mass transfer characteristics of a helical absorber using LiBr and LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl solutions. *Proc. Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics Conference*, Thessaloniki, Greece. 2001; 3: 2303–2308.
- [55] Kulankara, S. Effect of enhancement additives on the absorption of water vapour by aqueous lithium bromide, Ph.D. Thesis, University of Maryland, College Park. 1999.
- [56] Brendel T., Spindel K. und Müller-Steinhagen H. Aufbau einer Versuchs- und Demonstrationsanlage zur solaren Kühlung am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart. 2004
- [57] De Lucia M., Cinelli C. Micro-trigeneration plant: Development of a small-size ammonia-water absorption system. 61st ATI National Congress, International Session Solar Heating and Cooling. Perugia; 2006
- [58] Eicker U. *Low Energy Cooling for Sustainable Buildings*. 1ª Ed. John Wiley & Sons, Ltd; 2009.
- [59] Castro, J., L. Leal, P. Pozo, C.D. Pérez-Segarra, and C. Oliet. 2002. Development and performance of an

---

air-cooled water-LiBr absorption cooling machine. Proceedings of the Forum International Sur les Energies Renouvelables I, pp. 59–65.

[60] Clause, M.; Meunier, F.; Coulié, J. and Herail, E. Comparison of adsorption systems using natural gas fired fuel cell as heat source, for residential air conditioning. International Journal of Refrigeration. 2009; 32-4:712-719.

[61] Clause, M.; Alam, K.C.A. and Meunier, F. Residential air conditioning and heating by means of enhanced solar collectors coupled to an adsorption system. Solar Energy. 2008; 82-10:885-892.

[62] Eicker, U.; Schneider D.; Schumacher, J.; Ge, T. and Dai, Y. Operational experiences with solar air collector driven desiccant cooling system. Applied Energy. 2010; 87-12:3735-3747.

[63] Badami, M.; Portararo A. and Ruscica, G. Analysis and comparison of performance of two small-scale trigeneration plants: An ice with a liquid desiccant cooling system and a MGT with an absorption chiller. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings. 2010; 6:459-467.

[64] Arteconi A., Brandoni C. and Polonara F. Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector. Applied Thermal Engineering. 2008; 29 8-9:1735-1743.

[65] Maidment GG, Zhao X, Riffat SB and Prosser G. Application of combined heat-and-power and absorption cooling in a supermarket. Appl Energy 1999;63:169-90.

[66] Maidment GG, Zhao X, Riffat SB. Combined cooling and heating using a gas engine in a supermarket. Appl Energy 2000;68:321-35.

[67] Deng J., Wang R.Z. and Han G.Y. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. Progress in Energy and Combustion Science. 2010: 1-32.

[68] Banetta S., Barsali S. A test facility for distributed cogeneration: experiences on a microturbine and chiller based plant. 17th International Conference on Electricity Distribution, CIRED. Barcelona; 2003.

[69] Bruno J.C. and Coronas A. Estudio de una Micro Turbina de Gas con propane y gas natural para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Tarragona; 2004.

[70] Liao X.; Cowie M.; Radermacher R. Propane Tests at Chesapeake Building. Center for environmental energy engineering, University of Maryland. November 2002.

[71] Sun Z.G. and Xie N.L. Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine. Applied Thermal Engineering. 2010, 30:1242-1246.

[72] Wang A. Applications Manager, CHP, Capstone Turbine MicroTurbine CHP Systems, FEMP. Atlanta; 2002

[73] Bruno J.C., Coronas A.. Estudi tecnologia del fred industrial i les seves millors tecnologies disponibles en consum d'energia. Tarragon; 2005.

[74] García D., Valle F. Generación distribuida mediante microturbinas: una tecnología eficiente y demostrada, VIII Congreso internacional de ingeniería de Proyectos; Bilbao, 2004.

[75] Crever-URV. Deliverable 1.1 Report on Energy Efficient and Renewable Energy Systems Planning and Recommendations for their Successful Application. FP6 TREN/05FP6EN/S07.43964/513481 – Polycity.

Mayo 2006.

- [76] Glatzer A. Erste Mikrogasturbinenanlage mit Trigeneration in Österreich, Die Zeitschrift der Energieverwertungsagentur, 2004 1/2004, p.41
- [77] Badami M. Informe interno – Sistema de trigeneración. Enero 2011.
- [78] Ministerio de Industria, Turismo y Comercio [Internet]. Informe instalaciones RIPRE. [Citado el 8 Enero 2011] Disponible en: <https://oficinavirtual.mityc.es/ripre/informes/informeinstalaciones.aspx>
- [79] Fenercom. [Internet] Guía de la Cogeneración. Madrid, 2010. [Citado el 22 Oct 2010] Disponible en: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-la-Cogeneracion-fenercom-2010.pdf>
- [80] Cogen España. [Internet] Proyectos de micro-cogeneración en el sector residencial y terciario. 1ª Jornada de Cogeneración y microcogeneración en la edificación, 2009 [Citada 22 Oct 2010] Disponible en: <http://www.cogenspain.org/site/Portals/0/COGENTrabaja/JornadasTecnicas/Cogeneraci%C3%B3n%20100%20viviendas%20JM%20Ortega.pdf>
- [81] Alcover J. Microcogeneración Dachs en el hotel balneario A Quinta Da Auga. El Instalador nº 464; junio 2009
- [82] Capstone C30. [Internet] Especificaciones técnicas de la microturbina de gas Capstone C30. [Actualizado 2003; Citado el 15 de sept 2010] Disponible en: <http://www.micropowereurope.com/>
- [83] Capstone Turbine Corporation [Internet]. Performance at Partial Load and ISO Ambient Conditions. Capstone Model C30 Performance. [Actualizado en Junio 2003; citado el 22 Enero 2011] Disponible en: <http://www.micropowereurope.com>.
- [84] Labus J. Informe interno datos experimentales PSC 12 en banco de ensayos. Enero 2011.
- [85] Bruno J.C., Coronas A. Estudio de una micro turbina de gas con propano para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Informe Repsol YPF; 2003.
- [86] Ferruccio D., Informe interno de Robur. E-mail 07/02/2007 de Ferruccio DePaoli de Robur
- [87] Bruno J.C., Coronas A., Proyecto de demostración de la operación de una microturbina de gas Capstone de 28 kW. Gas Natural, 2003.
- [88] Engineering Equation Solver. Academic Professional V8.413 1992-2010 S.A. Klein
- [89] Normativa Española. RD865/2003 por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. BOE número 171; pp. 28055-28069. Julio, 2003.
- [90] UNE 100030 IN. Guía para la prevención y control de la proliferación y diseminación de legionela en instalaciones. Septiembre, 2005.
- [91] Chicco G., Mancarella P. Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development. Energy Policy 2007;35:6132-44.
- [92] Cardona E. and Piacentino A. Cogeneration: a regulatory framework toward growth. Energy Policy 2005; 33: 2100–2111.
- [93] Henning H.M. Low-power microtrigeneration for the residencial and commercial sector. Conference at Euskalduna Palace; Bilbao, 2007.

- 
- [94] Roqueta J.M., Márquez M. Trigeneración: el calor útil en la producción de frío. Cogen España, 2004.
- [95] CE 2007. Decisión de la comisión 2007/74/EC del Parlamento Europeo y del Consejo por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE. Official Journal L 32, 6 February 2007; 21 Diciembre 2006; Anexo II. Luxemburgo: Comisión Europea.
- [96] Plan de acción 2008-2012. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio; Julio 2007.
- [97] Red Eléctrica de España. [Internet] Boletín mensual Noviembre 2010. [Citado el 11 Enero 2011]. Disponible en: [http://www.ree.es/sistema\\_electrico/boletin\\_mensual\\_ree.asp](http://www.ree.es/sistema_electrico/boletin_mensual_ree.asp)
- [98] Normativa Española. RD 661/2007 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial; Anexo I.
- [99] Linares, J.I., Moratilla, B.Y. Eficiencia energética en la edificación. Biblioteca Comillas Ingeniería. Seminario permanente en tecnologías energéticas. Universidad pontificia Comillas, 2008. ISBN 978-84-8468-241-7
- [100] CmapTools knowledge modeling kit, version 5.03, Institute for Human and Machine Cognition, A University Affiliated Research Institute, <http://cmap.ihmc.us>
- [101] Bruno J.C., Coronas A. Proyecto de demostración de la operación de una microturbina de gas Capstone de 28 kW. Informe Gas Natural.; 2003
- [102] Bruno J.C., Coronas A. Estudio de una micro turbine de gas con propano para su acoplamiento a enfriadoras de agua por absorción. Informe Repsol YPF; 2003
- [103] Bruno J.C., Massagués A., Coronas A. Power Quality an Air Emission Tests in a Micro Gas Turbine Cogeneration Plant. Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality (ICREPQ'03). Vigo – Spain; 2003.
- [104] Sala, J.M. Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos, Servicio editorial de la Universidad del País Vasco, Bilbao, 1994.
- [105] Abdollahi S. E. and Vahedi A.. Dynamic Modeling of Micro-Turbine Generation Systems Using Matlab/Simulink. 18th International Conference and Exhibition on. Electricity Distribution, 2005. CIRED 2005.
- [106] Eguía P., Zamora I., Torres E., San Martín J.I., Moya M., Bruno J.C., Coronas A. Modelling and Simulation of a Microturbine Turing Transient Events. International Conference on Renewable Energies and Power Quality – ICREPQ'10. Granada, Marzo 2010.
- [107] ACF 60-00 Indirect fired unit by diathermic oil data sheet, Robur, 2006
- [108] Gilabert E., Igartua A. Deliberable 5.1 Compressors-Thermal oil applications FP6.1 Sustainable Energy – Hegel (High Efficiency polyGEneration applications). Abril 2007.
- [109] Incropera F.P., DeWitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 4ª Ed, John Wiley & Sohns, United States of America, 1996, pp. 581-586.
- [110] Amaris C. Estudio experimental y modelado de un recuperador de calor de los gases de escape de una

---

microturbina de gas, para la activación de una enfriadora de absorción de amoníaco/agua. Proyecto Final de Máster Universitario en Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios. URV, Tarragona, Septiembre 2009.

[111] Allweiler A.G. [Internet]. Especificaciones técnicas bomba centrífuga PN 16 for Heat Transfer Oils up to 350°C Series NTT. [actualizado 10 Aug 2010; citado 13 Oct 2010] Disponible en:

[http://www.allweiler.com/16571/Products/Product-Catalog/Centrifugal-Pumps/with-shaft-seal/Base-plate-design/NTT/Technical-data/awr\\_tabstrip.asp](http://www.allweiler.com/16571/Products/Product-Catalog/Centrifugal-Pumps/with-shaft-seal/Base-plate-design/NTT/Technical-data/awr_tabstrip.asp).

[112] TLV.CO,LTD. [Internet]. Tipo de válvulas y sus aplicaciones. [citado 14 Oct 2010] Disponible en: <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html>.

[113] Navarro Esbri J., Torrella E., Cabello R. A vapour compression chiller fault detection technique based on adaptive algorithms, application to on-line refrigerant leakage detection. *International Journal of Refrigeration*; 2007, 29-5: 716-723.

[114] Kim M., Yoon S. H., Domanski P. A., Payne W. V. Design of a steady-state detector for fault detection and diagnosis of a residential air conditioner. *International journal of refrigeration*; 2008, 31: 790-799.

[115] Kim M., Payne W. V., Domanski P. A., Yoon S. H., Hermes C. J.L. Performance of a residential heat pump operating in the cooling mode with single faults imposed, *Applied Thermal Engineering*; 2009, 29: 770-778.

[116] Jiang T., Chen B., He X., Stuart P. Application of steady-state detection method based on wavelet transform, *Computers and Chemical engineering*; 2003, 27: 569-578.

[117] Cho S., Yang H.-C., Zaheer-uddin M., Ahn. B.-C. Transient pattern analysis for fault detection and diagnosis of HVAC system. *Energy Conversion and Management*; 2005, 46: 3103-3116

[118] Horuz I., Callander T. Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. *Internacional Journal of Refrigeration*; 2004, 27: 10-16.

[119] Tassou S.A., Marrito D. y otros. Trigeneration-A solution to efficient use of energy in the food industry. *The Institut of Refrigeration (IOR), Proc Inst R 2007-08 7-1*.

[120] Dominguez F.J. Comparativa entre la cogeneración y la energía solar en la producción de ACS. Proyecto fin de carrera. Directores: Cledera M.M., Linares J.I. Universidad Pontificia Comillas. Madrid, 2009

[121] Normal Year – Global and Air Temperature (synthesized time-series). (updated 21 Oct. 2010; cited 26 Oct 2010). [www.soda-is.com](http://www.soda-is.com)

[122] Manual de Diseño, Generación Eléctrica Distribuida. Gas Natural. Spain: D.L.: M. 7.745-2005.

[123] Giovanni R., Alessio S. Deliberable 3 Eco-building demand compatibility with polygeneration. FP6.1 Camelia (Concerted Action Multigeneration Energy Systems with Locally Integrated Applications). February 2006.

[124] Retscreen [Internet]. Software de Análisis de Proyectos de Energía Limpia RETScreen [citado el 10 Enero 2011] Disponible en: <http://www.retscreen.net/es/download.php>

[125] Normativa española 2010. Orden ITC/3353/2010, de 28 de diciembre, por la que se revisan los peajes

de acceso a partir de 1 de enero de 2011 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial.

[126] Normativa española 2010. BOE Núm.78; Sec.I. Pág. 30056; I. Disposiciones Generales; Ministerio de Industria, Turismo y comercio; Resolución de 22 de marzo de 2010, de la Dirección General de Política Energética y Minas, por la que se hace pública la tarifa de último recurso de gas natural.

[127] Endesa [Internet]. Tarifas eléctricas. [citado el 15 Enero 2011] Disponible en: [http://www.endesaonline.com/ES/empresas/teguia/asesoramientotarifas/tarifa\\_electricidad\\_tur/tarifas\\_tur/index.asp](http://www.endesaonline.com/ES/empresas/teguia/asesoramientotarifas/tarifa_electricidad_tur/tarifas_tur/index.asp)