



MODELIZACIÓN Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN EN EDIFICIOS

Miguel Angel Marimón Sarmiento

Dipòsit Legal: T. 1363-2011

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) 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) 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) 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.

Miguel 3ngel Marim3n Sarmiento

MODELIZACI3N Y AN3LISIS
ENERG3TICO DE CONFIGURACIONES
DE TRIGENERACI3N EN EDIFICIOS

TESIS DOCTORAL

Dirigida por:

Prof. Dr. Alberto Coronas

Dr. Joan Carles Bruno

Departamento de Ingenier3a Mec3nica



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
Tarragona, Julio 2011



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: “MODELIZACIÓN Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN EN EDIFICIOS” presentado por el Sr. Miguel Ángel Marimón Sarmiento para optar al grado de Doctor 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 adquiridos en las experiencias y trabajos realizados por dicho doctorando.

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

Tarragona, 9 de Junio 2011

AGRADECIMIENTOS

La realizaci3n de este trabajo no s3lo necesit3 de mi dedicaci3n, tiempo y esfuerzo sino tambi3n de una serie de personas involucradas directa o indirectamente, que con su ayuda y apoyo permitieron la culminaci3n del mismo y a las cuales quiero expresar mi agradecimiento.

En primer lugar, a mis directores de tesis y del proceso de formaci3n como investigador: Prof. Dr. Alberto Coronas, por permitirme ser parte de CREVER-Grupo de Investigaci3n en Ingenier3a T3rmica Aplicada de la Universidad Rovira i Virgili, y por darme la gu3a, las herramientas, conocimientos y apoyo necesario en la realizaci3n de esta tesis. Al Dr. Joan Carles Bruno, por su apoyo y claridad en sus recomendaciones para alcanzar los objetivos profesionales establecidos; ha sido un privilegio contar con su direcci3n, sobre todo por sus excelentes conocimientos productos de sus experiencias.

Al Ministerio de Ciencia e Innovaci3n de Espa1a en el marco del Plan Nacional de I+D+i con el proyecto TRIGENED, ENE2006-15700-C02-01/CON, la beca de predoctoral BES-2007-16086 y la financi3n de mi estancia de investigaci3n en el Royal Institute of Technology en Suecia.

Al Prof. Dr. Per Lundqvist y al Dr. Jaime Arias por su colaboraci3n y ayuda en el trabajo realizado durante mi estancia en el Royal Institute of Technology en Suecia.

A mis compa1eros y miembros del CREVER, los que est3n y los que han culminado sus trabajos en el grupo y me quedar3a corto en nombrarlos, porque de todos y cada uno he aprendido muchas cosas. Un agradecimiento especial a Jordi, Joaqu3n, Jerko y Dereje.

A nivel personal quisiera agradecer a mis padres y hermanos: Miguel, Jackeline, Kenny y Jos3 por su confianza y apoyo en los momentos dif3ciles y sobre todo por llenar mi vida de momentos felices. A Ivonne por su compresi3n y paciencia, a mis amigos de la isla con los que comparto risas y buenos momentos.

A todas las personas que me prestaron su colaboraci3n para la realizaci3n de esta tesis.

A todos much3simas gracias

RESUMEN

La actual situación energética estimula el uso de las tecnologías de cogeneración y trigeneración como posibles soluciones para alcanzar el ahorro de energía primaria deseado. Estas tecnologías pueden ser una alternativa atractiva a los sistemas convencionales para el suministro energético en edificios. En esta tesis se identifican y modelan diferentes configuraciones de trigeneración avanzadas que potencialmente pueden ofrecer una mayor eficiencia energética en comparación con los sistemas convencionales para aplicaciones en edificios.

En primer lugar se ha realizado una revisión de las tecnologías de cogeneración y de refrigeración por absorción disponibles comercialmente con el fin de identificar las configuraciones de trigeneración más prometedoras. Estas configuraciones se han evaluado según su rendimiento energético, exergético y el costo del ciclo de vida. Las tecnologías de cogeneración seleccionadas para formar parte de las configuraciones de trigeneración son: un motor de combustión interna de 120 kW_e, una microturbina de gas de 30 kW_e y una pila de combustible de 5 kW_e. Estos equipos fueron seleccionados por la disponibilidad de obtener, datos experimentales a partir de ensayos realizadas en el Politecnico di Torino, Italia, la Universidad Rovira i Virgili y el Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA), ambos en España. Estos equipos de cogeneración fueron modelados a través de correlaciones obtenidas a partir de los datos experimentales de su funcionamiento.

Cada configuración fue modelada con el objetivo de obtener las prestaciones de funcionamiento: rendimientos, potencias eléctrica, térmica, y frigorífica, temperaturas y caudales, entre otros. Para modelizar cada configuración, primero se calcularon las prestaciones del equipo de cogeneración a partir de las correlaciones obtenidas. Los resultados de estas correlaciones fueron expresados en función de las diferentes corrientes temperaturas, caudales y potencias térmicas, entre otros parámetros del equipo de cogeneración. Estos parámetros utilizados en los modelos termodinámicos de las distintas enfriadoras térmicas que utilizan el calor residual, y que se han utilizado en la tesis. Las configuraciones de trigeneración fueron clasificadas según el tipo de activación de la enfriadora térmica: indirecta (configuraciones básicas), y directa (configuraciones avanzadas). Las configuraciones básicas identificadas fueron: Microturbina de gas y enfriadora de absorción de simple efecto (MGT+SE H₂O/LiBr), Motor de combustión interna y enfriadora de absorción de simple efecto (MCI+SE H₂O/LiBr), Motor de combustión interna y enfriadora de absorción de simple efecto activada en serie (MCI+SE H₂O/LiBr, S) y Pila de combustible y enfriadora de absorción de simple efecto (FC+SE H₂O/LiBr). Por su parte las configuraciones de trigeneración avanzadas seleccionadas fueron: Microturbina de gas y enfriadora de absorción de doble efecto (MGT+DE H₂O/LiBr), Motor de combustión interna y enfriadora de absorción de doble efecto (MCI+SE H₂O/LiBr) y Motor de combustión interna y enfriadora de absorción de simple/doble efecto (MCI+SE/DE H₂O/LiBr).

Cada una de las configuraciones fue evaluada utilizando diversos indicadores energéticos, a partir de las prestaciones obtenidas bajo diversas condiciones de funcionamiento. Dichos indicadores se basaron en Directivas Europeas y en la literatura científica y son los siguientes: TPES (ahorro de energía primaria en sistemas de trigeneración), REE (rendimiento eléctrico equivalente), rendimientos globales, relaciones frío/combustible, calor/combustible y electricidad/combustible, rendimiento exergético.

Los resultados de la evaluación energética mostraron que las configuraciones avanzadas presentan unos indicadores energéticos más elevados que las básicas. Los valores de TPES obtenidos en las configuraciones de trigeneración avanzadas alcanzados fueron alrededor de un 25 %. Finalmente se realizó un caso de estudio, donde se implementó una configuración de trigeneración en un centro comercial. Para esta aplicación se realizó un análisis energético, que incluye las emisiones de CO₂ y ahorro de energía primaria. Adicionalmente se realizó una evaluación económica obteniendo un tiempo de retorno de 4.6 años. También se realizó un análisis de ciclo de costos para un período de 15 años. En el caso de las emisiones de CO₂, la configuración de trigeneración propuesta obtuvo un ahorro de 22.7 Tons CO₂ en comparación con un sistema convencional.

ABSTRACT

The current worldwide energy situation stimulates the use of cogeneration and trigeneration technologies as possible solutions to achieve the desired primary energy savings. These technologies can be also an attractive alternative for energy supply in buildings. Different configurations of advanced trigeneration systems have been identified and modelled in the frame work of this thesis. These configurations have the potential to improve the energy efficiency in building applications when compared to conventional systems.

The state of the art of cogeneration and absorption chiller technologies are analyzed in this thesis in order to identify the most promising trigeneration configurations. These configurations were further evaluated based on their energy, exergy and life cycle cost performance. The cogeneration units selected to be part of the trigeneration configurations were: an advanced internal combustion engine of 120 kWe, a gas micro turbine of 30 kWe and a fuel cell of 5 kWe. The model of each cogeneration unit was developed by using correlations obtained from experimental performance data of these units in different operating conditions. The experimental database was generated with data collected from following scientific institutions: Politecnico di Torino in Italy, Rovira i Virgili University-(CREVER research group) and National Institute of Aerospace Technology (INTA), both in Spain.

With the modelled configurations it was possible to obtain their main performance characteristics: several efficiency parameters, electrical power, heating capacity, cooling capacity, temperature, flow rates, etc. The modelling was carried out in two steps. The first step was to calculate the performance data of the cogeneration unit based on previously obtained correlations. The output results of a particular cogeneration unit model (temperatures, flow rates, heating power) were then used in the next step as input values for thermodynamic models several absorption chillers developed in this thesis. These configurations are classified according to the activation type: indirect (basic configuration) and direct or simultaneous (advanced configuration).

The builded basic configurations were: gas micro turbine coupled with single effect absorption chiller (MGT+SE H₂O/LiBr), internal combustion engine coupled with single effect absorption chiller (MCI+SE H₂O/LiBr), internal combustion engine coupled with single effect absorption chiller activated with the heat recovered from the water jacket and the flue gases of the engine (MCI+SE H₂O/LiBr, S) and a fuel cell coupled with a single effect absorption chiller (FC+SE H₂O/LiBr). The analyzed advanced configurations were: micro gas turbine coupled with a double effect absorption chiller (MGT+DE H₂O/LiBr), internal combustion engine coupled with a double effect absorption chiller (MCI+DE H₂O/LiBr) and internal combustion engine coupled with a single/double effect absorption chiller (MCI+SE/DE H₂O/LiBr). In this way, it was possible to identify the configurations which have higher cooling and heating capacity, using the same cogeneration equipment and optimize its operating

conditions. Starting from the performance characteristics obtained under different operating conditions, each configuration was evaluated by using common energy indicators. These indicators adopted from the European Directives and from the relevant scientific literature were: TPES (Trigeneration primary energy saving), REE (Equivalent electrical efficiency) overall performance, cooling power/fuel ratio, heating power/fuel ratio, electricity/fuel ratio and exergetic efficiency

The energy evaluation results confirmed that the advanced configurations have much better energy performance when compared to the basic configurations. The TPES values achieved were around 25 % in the advanced configuration. Finally, one of the trigeneration configurations was implemented in a large commercial area in order to satisfy cooling, heating and electricity demand in a supermarket application. Energy analysis was also performed, taking into account the CO₂ emissions and primary energy savings. The results of the economic evaluation showed a payback period of 4.6 years for the best operating strategy. In addition, life cycle assessment was conducted for a period of 15 years. In the case of CO₂ emissions, the analysis showed that observed trigeneration system can save 22.7 tons CO₂ when compared to a conventional system.

PUBLICACIONES EN REVISTAS CIENTÍFICAS

- Marimón, M.A., Bruno, J.C., Coronas, A. (2011). Modeling and energy analysis of trigeneration configurations in buildings. En preparación.
- Marimón, M.A., Arias, J., Lundqvist, P., Bruno, J.C., Coronas, A. (2011). Integration of trigeneration in an indirect cascade refrigeration system in supermarkets. *ENERGY AND BUILDINGS*, 43(6): 1427-1434.
- Labus, J., Marimón, M.A., Coronas, A. (2010). Experimental evaluation of a small capacity H₂O/LiBr absorption heat pump in cooling and heating modes. *INTERNATIONAL JOURNAL OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*, 18 (4): 317-325.

COMUNICACIONES A CONGRESOS Y CONFERENCIAS

- Marimón, M.A.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; (2011). Modelización y ahorro de energía primaria para distintas configuraciones de trigeneración en edificios. *VII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica*; Bilbao, España. Junio 15-17. ISBN 84-95416-79-Y.
- Marimón, M.A.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; (2010). Experimental and theoretical performance analysis of a small scale absorption chiller; *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology*, Stockholm, Sweden. June 13-16, ISBN 978-2-913149-81-6.
- Labus, J., Marimón, M.A., Coronas, A. (2010). Experimental evaluation of a small capacity H₂O/LiBr absorption heat pump in cooling and heating modes; *9th IIR Gustav Lorentzen Conference*; Sidney, Australia. Proceedings of 9th IIR Gustav Lorentzen, ISBN: 978-2-913149-74-8.
- Moya, M., Marimón, M. A., Martínez, D., Eguía, P., Torres, E., Zamora, I., Bruno, J.C., Coronas, A. (2009). Modelling and experimental analysis of a trigeneration system with a microturbine and an indirect fired absorption chiller driven by exhaust gases. En: *SIMS 50 Modeling and simulation of energy technology*, Fredericia, Dinamarca. ISBN 978-87-89502-88-5.
- Marimón, M.A., Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A., (2009). Design and energy saving analysis of trigeneration configurations in buildings. *SIMS 50 Modeling and simulation of energy technology*, Fredericia, Dinamarca. ISBN 978-87-89502-88-5.

- Marimón, M.A., Labus, J., Coronas, A. (2009). Análisis de los datos experimentales de una enfriadora de agua por absorción de H₂O/LiBr de pequeña potencia. *VI Jornadas Nacionales de ingeniería termodinámica*; Cordoba, España. ISBN: 978-84-692-2264-5.
- Ortega, J., Marimón, M.A., Bruno, J.C., Coronas, A., (2008). Integration of new small scale sorption chillers with a PEM fuel cell of 5 kW. *I Simposium Ibérico de Hidrógeno, pilas de combustible y baterías avanzadas*. Bilbao, España. ISBN: 978-84-9860-101-5.

LISTA DE SIMBOLOS Y ABREVIACIONES

A	Área de la superficie de transferencia de calor	[m ²]
C	Porcentaje de carga de funcionamiento de la sist. de cogeneración	[%]
COP	Coefficiente de operación	-
COP_{ABS}	COP de la enfriadora de agua por absorción	-
$C_{p_{gas}}$	Calor específico de los gases de escape	[kJ/kg°C]
d	Diámetro	[m]
E_{CO_2}	Emisiones de CO ₂	[Tons CO ₂]
F_{CALD}	Consumo de combustible de la producción térmica separada	[kW]
F_{CHP}	Consumo de combustible del equipo de cogeneración	[kW]
F_{CONV}	Consumo de combustible del sistema convencional	[kW]
F_{ELEC}	Consumo de combustible de la producción eléctrica separada	[kW]
F_{EQUI}	Consumo de combustible de equivalente	[kW]
F_g	Caudal másico de los gases de escape	[Kg/s]
h_i	Entalpia molar de la corriente i	[KJ/mol]
m_i	Caudal másico de la corriente i	[kg/s]
Nu	Número de Nusselt	-
PES	Ahorro de energía primaria	[%]
Pr	Número de Prandlt	-
Q	Potencia térmica de sistema convencional	[kW]
Q_c	Potencia térmica del condensador	[kW]
Q_{CHP}	Potencia térmica producida en el equipo de cogeneración	[kW]
Q_{cam}	Potencia térmica de camisas de los motores	[kW]
Q_e	Potencia frigorífica	[kW]
$Q_{e_{CHP}}$	Potencia frigorífica de la tecnología de cogeneración	[kW]
Q_g	Potencia térmica del generador, también llamado Q_d	[kW]
Q_{gb}	Potencia térmica del generador de baja, activación	[kW]
Q_{HEX}	Potencia térmica intercambiada en el intercambiador de calor	[kW]
Q_{HEX1}	Potencia térmica en el intercambiador de calor de baja	[kW]
Q_{HEX2}	Potencia térmica en el intercambiador de calor de alta	[kW]
Q_{rec}	Potencia térmica de disipación del rectificador	[kW]
Q_{cb}	Potencia térmica de disipación en el condensador de baja	[kW]
R	Coefficiente de regresión lineal	-
Re	Número de Reynolds	-
Rex	Factor de energía para el combustible	-
REE	Rendimiento eléctrico equivalente	[%]
SCP	Valor presente de los costo fijos	[€]
T_a	Temperatura ambiente	[°C]
$T_{e,gas}$	Temperatura de entrada de los gases de escape	[°C]

$T_{e,w}$	Temperatura de entrada del agua refrigeración	[°C]
T_i	Temperatura de la corriente i	[°C]
$T_{s,gas}$	Temperatura de salida de los gases de escape	[°C]
$T_{s,w}$	Temperatura de salida del agua de refrigeración	[°C]
T_w	Temperatura del agua	[°C]
U	Coficiente global de transferencia de calor	[kW/Km ²]
W	Potencia eléctrica del sistema convencional	[kW]
W_g	Potencia térmica de los gases de escape	[kW]
W_{CHP}	Potencia eléctrica máxima del sist. de generación de electricidad y calor	[kWe]
x_i	Concentración de la corriente i	-
α	Fracción de potencia térmica	[%]
α_y	Fracción de electricidad	[%]
η_e	Rendimiento térmica de sistema convencional	[%]
η_{eCHP}	Rendimiento eléctrica de sistema de cogeneración	[%]
η_{ex}	Rendimiento exergético	[%]
$\eta_{G_{CHP}}$	Rendimiento global de sistema de cogeneración	[%]
$\eta_{G_{CHP1}}$	Rendimiento global de sist. de cogeneración, producción de calor	[%]
$\eta_{G_{CHP2}}$	Rendimiento global de sist. de cogeneración, producción de frío	[%]
η_{thCHP}	Eficiencia térmica de sistema de cogeneración	[%]
η_{HEX}	Eficiencia térmica de los intercambiadores	[%]
μ	Viscosidad dinámica	[Pa.s]
ΔT_{LMTD}	Temperatura media logarítmica	[°C]

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1-1
1.1. CONTEXTO ENERGÉTICO	1-1
1.2 SOLUCIÓN ENERGÉTICAS (OPCIONES DISPONIBLES).....	1-5
1.3 CONCEPTOS BÁSICOS DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN.....	1-8
1.3.1. Tecnologías de cogeneración.....	1-9
1.3.2. Sistemas de recuperación de calor.....	1-18
1.3.3. Tecnologías activadas térmicamente.....	1-21
1.4. ESTADO DEL ARTE DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN	1-29
1.4.1. Tecnologías de cogeneración.....	1-30
1.4.2. Equipos de recuperación de calor residual en los sistemas de trigeneración	1-33
1.4.3. Tecnologías de refrigeración activadas térmicamente.....	1-35
1.4.4. Sistemas de trigeneración existentes	1-40
CAPÍTULO 2 CARACTERIZACIÓN Y MODELADO DE COMPONENTES ..	2-1
2.1. INTRODUCCIÓN.....	2-1
2.2. PRESTACIONES DE LOS EQUIPOS DE COGENERACIÓN UTILIZADOS	2-2
2.2.1. Microturbina de gas.....	2-2
2.2.2. Motor de combustión interna.....	2-7
2.2.3. Pila de combustible.....	2-10
2.3. MODELADO DE ENFRIADORAS DE AGUA POR ABSORCIÓN PARA CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN.....	2-13
2.3.1. Metodología para el modelado termodinámico de enfriadoras de agua por absorción.....	2-14
2.3.2. Modelado termodinámico y validación experimental de las enfriadoras por absorción de pequeña potencia.....	2-25
CAPÍTULO 3 CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN: MODELIZACIÓN Y OBTENCIÓN DE PRESTACIONES	3-1
3.1. INTRODUCCIÓN.....	3-1
3.2. CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN.....	3-2
3.2.1 Configuraciones de trigeneración básicas	3-2
3.2.2 Configuraciones de trigeneración avanzadas	3-4
3.2.3 Resumen de las características principales de las configuraciones de trigeneración.....	3-6
3.3 MODELADO Y OBTENCIÓN DE PRESTACIONES DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN.....	3-11
3.3.1 Metodología del modelado de las configuraciones de trigeneración.	3-11
3.3.2 Metodología del modelado de las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-12
3.3.3 Modelado de las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-17

3.3.4. Obtención de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-31
3.3.5 Metodología del modelado de las configuraciones de trigeneración avanzadas.....	3-35
3.3.6 Modelado de las configuraciones de trigeneración avanzadas.....	3-39
3.3.7 Obtención de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración avanzadas.....	3-49
3.3.8. Resumen de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración.....	3-51
3.4 CONCLUSIONES.....	3-53

CAPÍTULO 4 EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN 4-1

4.1 INTRODUCCION.....	4-1
4.2 CONCEPTOS GENERALES PARA LA EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN.....	4-2
4.2.1 Ahorro de energía primaria en sistemas de cogeneración, PES.....	4-2
4.2.2 Ahorro de energía primaria en sistemas de trigeneración, TPES.....	4-5
4.2.3 Eficiencia exergética de configuraciones de trigeneración.....	4-9
4.2.4 Evaluación ambiental de configuraciones de trigeneración (emisiones de CO2).....	4-11
4.2.5 Evaluación económica de configuraciones de trigeneración usando el payback.....	4-14
4.2.6 Evaluación económica de configuraciones de trigeneración utilizando el análisis de costos del ciclo de vida (LCC).....	4-14
4.3 EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN.....	4-16
4.4. EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN TENIENDO EN CUENTA LA FRACCIÓN DE CALOR PARA ACTIVAR LA ENFRIADORA DE AGUA POR ABSORCIÓN.....	4-21
4.4.1 Evaluación energética de las configuraciones de trigeneración básicas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción.....	4-21
4.4.2 Evaluación energética de las configuraciones de trigeneración avanzadas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción.....	4-30
4.5. RESUMEN DE LOS RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN.....	4-38
4.5.1. Resumen de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas.....	4-38
4.5.2 Comparativa de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración por tecnologías de cogeneración.....	4-40
4.6 CONCLUSIONES.....	4-47

CAPÍTULO 5. APLICACIONES DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACI3N	5-1
5.1. INTRODUCCI3N.....	5-1
5.2. CONCEPTOS GENERALES PARA LA SELECCI3N DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACI3N BASADO EN LAS CURVAS DE DEMANDA.....	5-2
5.3. CASO DE ESTUDIO: INTEGRACI3N DE UNA CONFIGURACI3N DE TRIGENERACI3N CON UN SISTEMA DE REFRIGERACI3N INDIRECTO DE CASCADA EN UN SUPERMERCADO.	5-4
5.3.1 Configuraciones de suministro de energ3a en supermercados.....	5-5
5.3.2.Caso de estudio.....	5-9
5.4. CONCLUSIONES.....	5-21
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	6-1
6.1. CONCLUSIONES GENERALES	6-1
6.2. TRABAJOS FUTUROS.....	6-4
REFERENCIAS	1
ANEXOS	A-1
Anexo A.1. Datos suministrados por el fabricante de la microturbina de gas natura ..	A-2
Anexo A.2 Enfriadoras de agua por absorci3n.....	A-7
Anexo A.3 Modelo de la enfriadora por absorci3n de simple efecto de H ₂ O/LiBr.	A-9
Anexo A.4. Modelo de la enfriadora por absorci3n de doble efecto de H ₂ O/LiBr. ...	A-11
Anexo A.5. Modelo de la enfriadora por absorci3n de Simple/doble efecto de H ₂ O/LiBr.	A-16
Anexo A.6 Configuraciones de suministro energ3tico en supermercados	A-21

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Consumo histórico de la energía primaria a nivel mundial y en Europa y Euro-Asia entre los años 1960-2009	1-2
Figura 1.2. Fuentes energéticas para el consumo mundial de energía en el año 2009 por 12,039 Mtep	1-2
Figura 1.3. Potencia instalada hasta el 31 de diciembre del 2010 en España.....	1-3
Figura 1.4. Cobertura de la demanda energética en España para el 2010	1-3
Figura 1.5. Consumo de energía por sectores en España para el año 2008.	1-4
Figura 1.6. Generación de electricidad y calor utilizando una tecnología de cogeneración y un sistema convencional.....	1-6
Figura 1.7. Generación de electricidad, calor y frío utilizando la trigeneración y un sistema convencional.....	1-6
Figura 1.8. Tecnologías y equipos generales de una configuración de trigeneración... ..	1-9
Figura 1.9. Esquema básico y una sección transversal ilustrativa de la distribución de sus elementos de una microturbina con recuperación de calor.	1-11
Figura 1.10. Representación de un motor de combustión interna.	1-12
Figura 1.11. Configuración básica para la utilización de los motores de combustión interna.	1-13
Figura 1.12. Balance energético en un motor de combustión interna	1-14
Figura 1.13. Diagrama de flujo de una pila de combustible.....	1-15
Figura 1.14. Clasificación de los motores Stirling.	1-17
Figura 1.15. Temperatura en función del calor disponible para varias tecnologías de cogeneración	1-18
Figura 1.16. Representación de un intercambiador de doble tubo en flujo paralelo flujo cruzado.	1-19
Figura 1.17. Representación de un intercambiador de tubo y carcasa.	1-19
Figura 1.18. Representación de un intercambiador de flujo cruzado sin mezclar, mezclado.....	1-20
Figura 1.19. Esquema de un generador de vapor HRSG.....	1-21
Figura 1.20. Intercambiador de placas.....	1-21
Figura 1.21. Ciclo de refrigeración por absorción.....	1-23
Figura 1.22. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	1-24
Figura 1.23. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto en paralelo.....	1-25
Figura 1.24. Ciclo de refrigeración por absorción en paralelo doble efecto en serie, doble efecto en paralelo-invertido	1-27
Figura 1.25. Simple/Doble efecto: activado con calor a alta temperatura y baja temperatura.	1-28
Figura 1.26. Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco/agua.....	1-29
Figura 1.27. Microturbinas comercialmente disponibles por fabricantes.	1-30
Figura 1.28. Motores de combustión interna comercialmente disponibles por fabricantes.....	1-31
Figura 1.29. Pilas de combustibles comercialmente disponibles por fabricantes.	1-32

Figura 1.30. Motores stirling comercialmente disponibles por fabricantes.	1-32
Figura 1.31. Prototipo de intercambiador compacto gases/agua para aplicaciones con microturbinas	1-33
Figura 1.32. Esquema de un generador para aprovechamiento de gases de escape	1-34
Figura 1.33. Generador con convección natural de flujo cruzado con tubos lisos, tubos aleteados parcialmente y tubos aleteados totalmente	1-35
Figura 1.34. Porcentaje de uso de diferentes tecnologías activadas térmicamente en 113 instalaciones a nivel mundial	1-35
Figura 1.35. Distribución comercial en el mercado de las tecnologías por absorción activadas térmicamente	1-36
Figura 1.36. Equipos comerciales de pequeña potencia de agua/bromuro de litio de simple efecto.....	1-36
Figura. 1.37. Equipos comerciales de pequeña potencia de agua/bromuro de litio de doble efecto.	1-38
Figura 1.38. Equipos de refrigeración por absorción comerciales de pequeña potencia de amoniaco/agua de simple efecto.....	1-39
Figura 1.39. Diagrama de la configuración de trigeneración ensayada en la universidad de Jiao Tong	1-40
Figura 1.40. Configuración de trigeneración instalada por le proyecto Polysmart	1-41
Figura. 1.41. Instalación propuesta con una pila de combustible para un edificio en Kuwait	1-42
Figura 1.42. Vista general de la instalación de trigeneración del Hospitalet de Llobregat	1-43
Figura. 1.43. Instalación de trigeneración en el hotel Wuxi City	1-44
Figura 1.44. Integración del sistema de energía con una máquina de refrigeración por absorción propuesto por Pathakji et al.....	1-45
Figura 1.45. Diagrama de sistema de aprovechamiento directo de gases de escape y producción simultanea de agua, frío y calor	1-45
Figura. 1.46. Instalación de trigeneración en la Universidad de Maryland	1-46
Figura. 1.47. Instalación de trigeneración en la Universidad de Pisa	1-46
Figura 1.48. Esquema de la integración de una enfriadora de SE/DE y un motor de combustión interna patentado por Mori et al.....	1-47
Figura 1.49. Configuración con motor alternativo y máquina de absorción de SE/DE de ZAE Bayern	1-48
Figura 2.1. Microturbina Capstone C30.	2-2
Figura 2.2. Microturbina Capstone C30 potencia eléctrica y eficiencia versus temperatura ambiente al nivel del mar	2-3
Figura 2.3. Microturbina Capstone C30 eficiencia respecto al porcentaje de carga kW ..	2-4
Figura 2.4. Variación de la temperatura y caudal de los gases de escape en función de la temperatura ambiente para la microturbina de gas Capstone C30.	2-4
Figura 2.5. Variación de la potencia eléctrica en función de la temperatura ambiente para la microturbina Capstone C30 al 100% de carga.	2-5

Figura 2.6. Variaci3n de la eficiencia el3ctrica en funci3n de la temperatura ambiente para la microturbina de gas Capstone C30 al 100 % de carga.	2-5
Figura 2.7. Temperatura y potencia t3rmica de los gases de escape en funci3n del porcentaje de carga para la microturbina de gas Capstone C30.	2-6
Figura 2.8. Caudal de los gases de escape en funci3n del porcentaje de carga para la microturbina de gas Capstone C30.	2-6
Figura 2.9. Vista del motor de combusti3n interna marca Fiat de 120 kWe.	2-7
Figura 2.10. Rendimiento del motor de combusti3n interna para diferentes valores de eficiencias y potencias.	2-8
Figura 2.11. Rendimiento del motor de combusti3n interna para diferentes valores de temperatura de los gases de escape en funci3n de las revoluciones del motor y la presi3n media efectiva.	2-8
Figura 2.12. Eficiencias el3ctrica, t3rmica y temperatura de salida de los gases de escape en funci3n de la carga del motor de combusti3n interna.	2-9
Figura 2.13. Pila de combustible tipo PEMFC modelo Teledyne Perry 72-Cell.	2-10
Figura 2.14. Diagrama de control y flujo de la pila de combustible PEMFC, Teledyne Perry-72Cell.	2-11
Figura 2.15. Potencia el3ctrica, t3rmica, temperatura de entrada y salida del agua de refrigeraci3n experimentales de la pila tipo PEMFC, Teledyne Perry-72Cell.	2-12
Figura 2.16. Correlaci3n de la eficiencia el3ctrica y t3rmica experimentales de la pila PEMFC, Teledyne Perry-72Cell en funci3n de la potencia el3ctrica.	2-12
Figura 2.17. Representaci3n de un ciclo de absorci3n de a) simple efecto, b) doble efecto y c) simple/doble efecto.	2-17
Figura 2.18. Diagrama de un generador utilizando a) intercambiador de placas, b) intercambiador inundado de tubos y carcaza e c) intercambiador tipo spray.	2-21
Figura 2.19. Diferencias de temperaturas del calor de disipaci3n de absorbedores de spray y de pel3cula descendente [100].	2-22
Figura 2.20. Diagrama de un absorbedor a) tipo spray y b) de pel3cula descendente.	2-22
Figura 2.21. Enfriadora de agua por absorci3n instalada en el banco de ensayo del Crever de la Universidad Rovira i Virgili.	2-26
Figura 2.22. Variaci3n del COP y la potencia frigor3fica en funci3n de la temperatura del agua de refrigeraci3n para la enfriadora de agua por absorci3n Chilli PSC12.	2-28
Figura 2.23. Variaci3n del COP y la potencia frigor3fica en funci3n de la temperatura de salida del agua fr3a para la enfriadora de agua por absorci3n Chilli PSC12.	2-28
Figura 2.24. COP en funci3n de diferentes temperaturas del agua de refrigeraci3n y activaci3n para la enfriadora de agua por absorci3n Chilli PSC12.	2-29
Figura 2.25. Enfriadora de agua/ bomba de calor por absorci3n Rotartica Solar 045.	2-29
Figura 2.26. Potencia frigor3fica y COP en funci3n de la temperatura del agua caliente para la enfriadora de agua por absorci3n Rotartica Solar 045.	2-31
Figura 2.27. Potencia frigor3fica en funci3n de la temperatura de salida del agua Fr3a para la enfriadora de agua por absorci3n Rotartica Solar 045.	2-31
Figura 3.1. Configuraci3n MGT+SE H2O/LiBr.	3-2
Figura 3.2. Configuraci3n MCI+SE H2O/LiBr.	3-3

Figura 3.3. Configuración MCI+SE H ₂ O/LiBr, S.....	3-4
Figura 3.4. Configuración FC+SE H ₂ O/LiBr.....	3-4
Figura 3.5. Configuración MGT+DE H ₂ O/LiBr.....	3-5
Figura 3.6. Configuración MCI+DE H ₂ O/LiBr.....	3-5
Figura 3.7. Configuración MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr.....	3-6
Figura 3.8. Estructura del modelado de las configuraciones de trigeneración.....	3-11
Figura 3.9. Representación de los valores UA del intercambiador intermedio en función de la temperatura de entrada de los gases de escape de la microturbina.....	3-12
Figura 3.10. Configuración 1: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio activada con agua caliente.....	3-15
Figura 3.11 Configuración 2: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de amoniaco/agua activada con agua caliente.....	3-19
Figura 3.12. Configuración 3: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de amoniaco/agua activada con agua caliente.....	3-21
Figura 3.13. Configuración 4: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de amoniaco/agua activada indirectamencon con gases de escape y aguas de las camisas del motor.....	3-23
Figura 3.14. Configuración 5: Pila de combustible y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de amoniaco/agua activada indirectamencon con gases de escape y aguas de las camisas del motor.....	3-25
Figura 3.15. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-27
Figura 3.16. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función del caudal de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-29
Figura 3.17. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de agua fría de salida en las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-30
Figura 3.18. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de entrada del agua de refrigeración para las configuraciones de trigeneración básicas.....	3-31
Figura 3.19. Prestaciones de la configuración de trigeneración 1, MGT+SE, H ₂ O/LiBr.....	3-32
Figura 3.20. Prestaciones de la configuración de trigeneración 2, MGT+SE, H ₂ O/LiBr.....	3-33
Figura 3.21. Prestaciones de la configuración de trigeneración 3, MCI+SE, H ₂ O/LiBr.....	3-34
Figura 3.22. Prestaciones de la configuración de trigeneración 4, MCI+SE, H ₂ O/LiBr,S.....	3-34
Figura 3.23. Prestaciones de la configuración de trigeneración 5, FC+SE, H ₂ O/LiBr.....	3-35
Figura 3.24 Configuración 6: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio activada con agua caliente.....	3-39

Figura 3.25: Configuración 7: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio activada indirectamente con gases de escape y aguas de las camisas del motor	3-41
Figura 3.26 Configuración 8: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple/doble efecto de agua/bromuro de litio activada indirectamente con gases de escape y aguas de las camisas del motor	3-43
Figura 3.27. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración avanzadas	3-46
Figura 3.28. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función del caudal de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración avanzadas	3-47
Figura 3.29. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de agua fría de salida en las configuraciones de trigeneración avanzadas	3-48
Figura 3.30. Variación de la potencia térmica y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de entrada del agua de refrigeración para las configuraciones de trigeneración avanzadas	3-49
Figura 3.31 Prestaciones de la configuración de trigeneración 6, MGT+DE, H ₂ O/LiBr.	3-50
Figura 3.32. Prestaciones de la configuración de trigeneración 7, MCI+DE, H ₂ O/LiBr	3-50
Figura 3.33. Prestaciones de la configuración de trigeneración 8, MCI+SE/DE, H ₂ O/LiBr:	3-51
Figura 4.1. Diagrama de bloques de una configuración de cogeneración	4-2
Figura 4.2. Diagrama de bloques de una configuración de producción separada.	4-3
Figura 4.3. Esquema general de una configuración de producción separada.....	4-4
Figura 4.4. Diagrama de bloques de una configuración de trigeneración.	4-5
Figura 4.5 Diagrama de bloques de una configuración de producción separada.	4-6
Figura 4.6. Diagrama de bloque de una configuración de trigeneración con producción convencional de frío.	4-8
Figura 4.7. TPES en función de las fracciones de electricidad y calor en un sistema de trigeneración.	4-9
Figura 4.8. Configuración de trigeneración con valores de referencia para el cálculo de la eficiencia exergética	4-11
Figura 4.9. Cálculo de la eficiencia exérgica de una configuración de trigeneración	4-11
Figura 4.10. Cálculo del ahorro de emisiones de CO ₂ de una configuración de trigeneración	4-14
Figura 4.11. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas, funcionando al 100 % de carga.	4-22
Figura 4.12. Evaluación del TPES de las configuraciones de trigeneración básicas al 100 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-23

Figura 4.13. Evaluaci3n del TPES de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas al 75 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-25
Figura 4.14. Evaluaci3n del TPES de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas al 50 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-26
Figura 4.15. Evaluaci3n de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas utilizando la eficiencia exergetica.	4-27
Figura 4.16. Evaluaci3n de emisiones de CO ₂ al 100% de carga de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia	4-28
Figura 4.17. Evaluaci3n de emisiones de CO ₂ al 75% de carga de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-29
Figura 4.18. Evaluaci3n de emisiones de CO ₂ al 50% de carga las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-30
Figura 4.19. Prestaciones de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas, funcionando al 100 % de carga.	4-31
Figura 4.20. Evaluaci3n del TPES de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas al 100 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-32
Figura 4.21. Evaluaci3n del TPES de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas al 75 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-33
Figura 4.22. Evaluaci3n del TPES de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas al 50 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia.....	4-34
Figura 4.23. Evaluaci3n de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas utilizando la eficiencia exergetica.	4-35
Figura 4.24. Evaluaci3n de emisiones de CO ₂ al 100% de carga las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. Escenario de baja eficiencia	4-36
Figura 4.25. Evaluaci3n de emisiones de CO ₂ al 75% de carga las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. Escenario de baja eficiencia	4-37
Figura 4.26. Evaluaci3n de emisiones de CO ₂ con el cogenerador al 50% de carga las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia.	4-38
Figura 4.27. Fracciones de calor para obtener un TPES de un 10 % para las configuraciones formadas con la microturbina de gas al 100 % de carga.....	4-42
Figura 4.28. Fracciones de calor para obtener un TPES de un 10 % para las configuraciones formadas con motor de combusti3n interna al 100 % de carga.	4-43
Figura 4.29. Fracciones de calor para obtener un TPES de un 10 % para las configuraciones formadas con la pila de combustible al 100 % de carga.	4-43
Figura 4.30. Indicadores de evaluaci3n de las configuraciones de trigeneraci3n formadas por la microturbina de gas.	4-44
Figura 4.31. Relaci3n de las prestaciones con el combustible consumido en las configuraciones de trigeneraci3n formadas por la microturbina de gas.....	4-44
Figura 4.32. Indicadores de evaluaci3n de las configuraciones de trigeneraci3n formadas por el motor de combusti3n interna.....	4-45

Figura 4.33. Relaci3n de las prestaciones con el combustible consumido en las configuraciones de trigeneraci3n formadas por la microturbina de gas.....	4-45
Figura 4.34. Indicadores de evaluaci3n de la configuraci3n de trigeneraci3n formada por la pila de combustible.....	4-46
Figura 4.35. Relaci3n de las prestaciones con el combustible consumido en las configuraciones de trigeneraci3n formadas por la pila de combustible.....	4-46

Figura 5.1. Demanda anual t3rmica y el3ctrica representativa de un edificio de 2000 m² (Datos horarios)	5-2
Figura 5.2. Curva mon3tona para diferentes edificios	5-3
Figura 5.3. Curva mon3tona de demanda de calor.	5-4
Figura 5.4. Sistema de energ3a convencional en un supermercado.....	5-6
Figura 5.5. Detalle sistema convencional de refrigeraci3n en cascada.....	5-7
Figura 5.6. Integraci3n de un sistema de trigeneraci3n con un sistema convencional de refrigeraci3n.....	5-8
Figura 5.7. Detalle de las corrientes que son integradas con el sistema convencional de refrigeraci3n.....	5-9
Figura 5.8. Demanda el3ctrica para el supermercado ubicado en Barcelona.....	5-11
Figura 5.9 Demanda horaria de fr3) y calo) para el supermercado ubicado Barcelona. ..	5-11
Figura 5.10. Curva mon3tona de la demanda total de refrigeraci3n en el supermercado.....	5-12
Figura 5.11. Estrategias de operaci3n para el sistema de trigeneraci3n. Sistema de trigeneraci3n usando una enfriadora de agua por absorci3n a carga total, b) Sistema de trigeneraci3n usando dos enfriadoras de agua por absorci3n a carga parcia.....	5-12
Figura 5.12. Detalle de la configuraci3n de trigeneraci3n integrada en el supermercado en Barcelona.....	5-13
Figura 5.13. Impact of the natural gas/electricity cost ratio on payback.....	5-19
Figura 5.14. Variaci3n de los costos de energ3ticos (LCC) para el sistema convencional (L3nea azul) y el sistema de trigeneraci3n	5-20

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Principales características de tipos de pilas de combustible	1-16
Tabla 1.2. Tecnologías activadas térmicamente.....	1-22
Tabla 1.3. Características de las enfriadoras de agua/bromuro de litio de simple efecto.	1-25
Tabla 1.4. Características de las enfriadoras de agua/bromuro de litio de doble efecto.	1-26
Tabla 1.5. Modelos de microturbinas y sus prestaciones técnicas por fabricantes.	1-30
Tabla 1.6. Modelos de motores de combustión interna y sus prestaciones técnicas por fabricantes.....	1-31
Tabla 1.7. Modelos de pilas de combustible y sus prestaciones técnicas por fabricantes.	1-32
Tabla 1.8. Modelos de motores stirling y sus prestaciones técnicas por fabricantes. .	1-33
Tabla 1.9. Potencia y temperatura de los equipos de refrigeración por absorción de simple efecto	1-37
Tabla 1.10. Potencia y temperatura de los equipos de refrigeración por absorción de doble efecto	1-38
Tabla 1.11. Potencia y temperatura de los equipos de refrigeración por absorción	1-39
Tabla 2.1. Especificaciones Microturбина Capstone C30 con gas natural.....	2-3
Tabla 2.2. Características técnicas del motor de combustión interna marca Fiat utilizado en esta investigación	2-7
Tabla 2.3. Parámetros de funcionamiento del motor en función de la carga del motor.....	2-9
Tabla 2.4. Características de la pila combustible PEMFC, Teledyne Perry-72Cell.	2-10
Tabla 2.5. Resumen de las correlaciones obtenidas para las tecnologías de cogeneración utilizadas.....	2-13
Tabla 2.6. Resumen de prestaciones básicas de tecnologías de cogeneración utilizadas.	2-13
Tabla 2.7. Balances de masa y energía para cada uno de los componentes de las enfriadoras de agua por adsorción de simple y doble efecto.....	2-16
Tabla 2.8. Parámetros de entrada para el modelo de las enfriadoras de agua por absorción de simple efecto, doble efecto y simple/doble efecto.	2-19
Tabla 2.9. Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor en intercambiadores tubulares.....	2-23
Tabla 2.10. Valores presentados de UA y U en la literatura sobre máquinas de absorción de LiBr.....	2-24
Tabla 2.11. Resumen de correlaciones utilizadas para los intercambiadores de las enfriadoras de absorción.....	2-25
Tabla 2.12. Parámetros nominales de la enfriadora por absorción Chillii PSC 12.	2-26

Tabla 2.13. Parámetros de entrada para el modelado de la enfriadora de agua por absorción Chilli PSC 12 2-27
 Tabla 2.14. Valores de UA calculados a condiciones nominales para el modelado de la enfriadora de agua por absorción Chilli PSC 12 2-27
 Tabla 2.15. Características técnicas de la unidad Rotartica Solar 045 2-30
 Tabla 2.16. Parámetros de entrada para el modelado de la enfriadora de agua por absorción Rotartica Solar 045. 2-30
 Tabla 2.17. Valores de UA calculados a condiciones nominales para el modelado de la enfriadora de agua por absorción Rotartica Solar 045 2-30

Tabla 3.1. Configuraciones de trigeneración básicas 3-7

Tabla 3.2. Configuraciones de trigeneración avanzadas 3-9
 Tabla 3.3. Estados de los puntos de la enfriadora de simple efecto de la configuración MGT+SE LiBr..... 3-14
 Tabla 3.4 Potencias térmicas en los intercambiadores del ciclo de simple efecto de la configuración MGT+SE LiBr..... 3-14
 Tabla 3.5 Temperaturas y valores de UA en los componentes del ciclo..... 3-17
 Tabla 3.6. Valores iniciales de los modelos de las enfriadoras en las configuraciones de trigeneración básicas. 3-17
 Tabla 3.7. Potencias térmicas obtenidas y temperaturas exteriores utilizadas en los componentes de las enfriadoras de las configuraciones de trigeneración básicas..... 3-18
 Tabla 3.8. Valores de los coeficientes globales de los componentes de las enfriadoras de agua por absorción para las configuraciones básicas. 3-18
 Tabla 3.9. Estados de los puntos de la enfriadora de doble efecto de la configuración 6: 3-39
 Tabla 3.10 Potencias térmicas en los intercambiadores del ciclo de doble efecto de la configuración MGT+DE LiBr 3-39
 Tabla 3.11 Temperaturas y valores de UA en los componentes del ciclo de doble efecto de la configuración MGT+DE LiBr 3-40
 Tabla 3.12. Valores iniciales de los modelos de las enfriadoras en las configuraciones avanzadas..... 3-40
 Tabla 3.13. Potencias térmicas obtenidas y temperaturas exteriores utilizadas en los componentes de las enfriadoras de las configuraciones de trigeneración avanzadas.. 3-45
 Tabla 3.14. Valores de los coeficientes globales de los componentes de las enfriadoras de agua por absorción para las configuraciones avanzadas..... 3-45
 3-45
 Tabla 3.15. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas en función de la carga..... 3-51
 Tabla 3.16. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas en función de la carga..... 3-52
 Tabla 3.17. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración avanzadas en función de la carga..... 3-52
 Tabla 3.18. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración conformada por la microturbina en función de la temperatura ambiente. 3-53

Tabla 4.1. Escenarios de referencia para la producción separada .	4-7
Tabla 4.2. Características técnicas de los equipos utilizados en Figura 4.7.	4-9
Tabla 4.3. Factores de emisión de CO ₂ para el gas natural y electricidad	4-12
Tabla 4.4. Factores de emisión de CO ₂ para el gas natural y electricidad en España	4-13
Tabla 4.5. Costos de los equipos	4-15
Tabla 4.6. Datos para calcular el LCC	4-16
Tabla 4.7 Resultados de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración básicas.	4-17
Tabla 4.8 Resultados de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración avanzadas.	4-19
Tabla 4.9. Indicadores de evaluación de las configuraciones básicas al 100 % de carga.	4-39
Tabla 4.10. Indicadores de evaluación de las configuraciones avanzadas al 100 % de carga.	4-40
Tabla 4.11. Evaluación del TPES para las configuraciones formadas por la microturbina al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor.	4-41
Tabla 4.12. Evaluación del TPES para las configuraciones formadas por el motor de combustión interna al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor, Configuraciones 3 y 4.	4-41
Tabla 4.13. Evaluación del TPES para las configuraciones formadas por el motor de combustión interna al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor, Configuraciones 7 y 8.	4-41
Tabla 4.14. Evaluación del TPES para las configuraciones formada por la pila de combustible al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor, Configuración 5.	4-41

Tabla 5.1. Annual demand of electricity, heat and cooling with the conventional system in the supermarket	5-16
Tabla 5.2. Prestaciones nominales del motor de combustión interna ICE y la enfriadora de agua por absorción	5-16
Tabla 5.3. Costos de los equipos	5-17
Tabla 5.4. Costos de los servicios (€/kWh)	5-17
Tabla 5.5. Prestaciones del sistema de trigeneración con el sistema indirecto de cascada de absorción/Compresión	5-17
Tabla 5.6. Prestaciones anuales del sistema de trigeneración con el sistema indirecto de cascada absorción/compresión.	5-18
Table 5.7. Costos de operación del sistema de Trigeneración + compresión para diferentes estrategias de operación en las diferentes opciones.	5-18
Tabla 5.8. Costos de operación del sistema convencional	5-19
Tabla 5.9. Retorno de la inversión (Pay back)	5-19
Tabla 5.10. Datos para calcular el LCC.	5-20
Tabla 5.11. Emisiones totales de CO ₂ de la configuración de trigeneración.	5-21

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. CONTEXTO ENERGÉTICO

Los recursos energéticos son fundamentales para mejorar la calidad de vida de la sociedad, así como para incrementar la productividad y las actividades industriales en los países. El total del consumo energético mundial representado como consumo de energía primaria en los últimos 50 años se muestra en la Figura 1.1. Como se puede apreciar la tendencia general es creciente, siendo en el 2009 el consumo mundial, de más de 15,000 millones de toneladas de petróleo equivalente, mientras que para Europa y EuroAsia fue de alrededor de 2,100 millones de toneladas [1].

Las fuentes energéticas con que se abasteció esta demanda mundial en el año 2009 se representan en la Figura 1.2. Como se puede apreciar en esta figura el 33 % de la energía primaria se obtuvo del petróleo, el 21 % del gas natural y el 27 % del carbón. Esto implica que el 80 % de las necesidades mundiales de producción de energía se cubren a partir de transformaciones energéticas basadas en los combustibles fósiles, siendo el petróleo, el carbón y el gas natural las fuentes energéticas convencionales mayormente utilizadas.

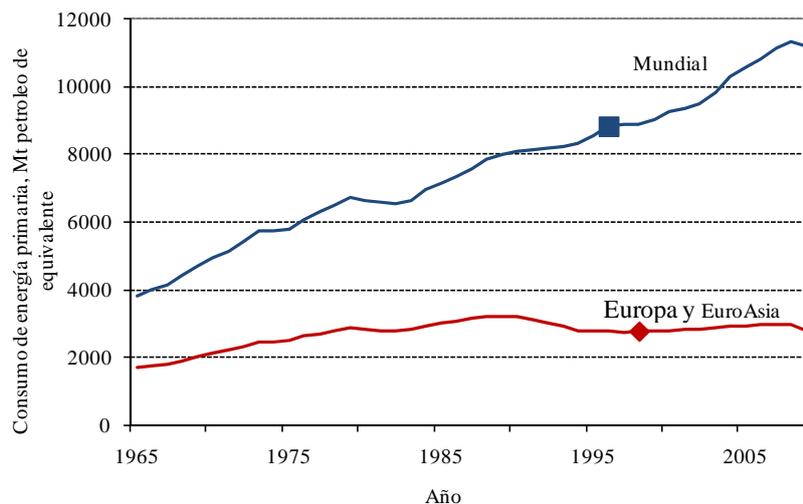


Figura 1.1. Consumo histórico de la energía primaria a nivel mundial (■) y en Europa y EuroAsia (◆) entre los años 1960 y 2009 [1].

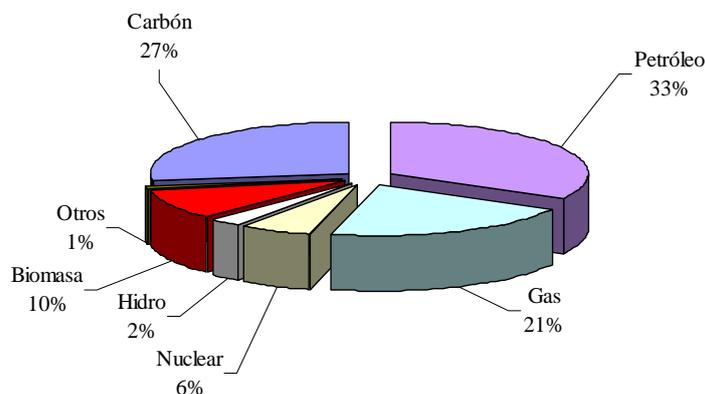


Figura 1.2. Distribución de fuentes energéticas para el consumo mundial de energía en 2009 (12,039 Mtep) [2].

En el caso de España, las tendencias siguen siendo las mismas. La distribución de la potencia instalada por tecnología en el año 2010, representada en la Figura 1.3, para una potencia de 97,447 MW, muestra que siguen siendo mayormente satisfechas por los combustibles fósiles como principales fuentes energéticas. La cobertura de la demanda energética en España usando estas tecnologías se presenta en la Figura 1.4. Cabe destacar que la energía eólica superó en varias ocasiones los máximos instantáneos, de energía horaria y de energía diaria para este año.

Es importante resaltar que el crecimiento porcentual del consumo energético en España ha ido siendo superior al de la media europea hasta el año 2008. Sin embargo, al igual que el resto de los países europeos sufrió un descenso a causa de la fuerte crisis económica que se inició a finales del 2008 donde la demanda energética mundial bajó un 1.3 %, siendo la mayor tasa de descenso desde 1980.

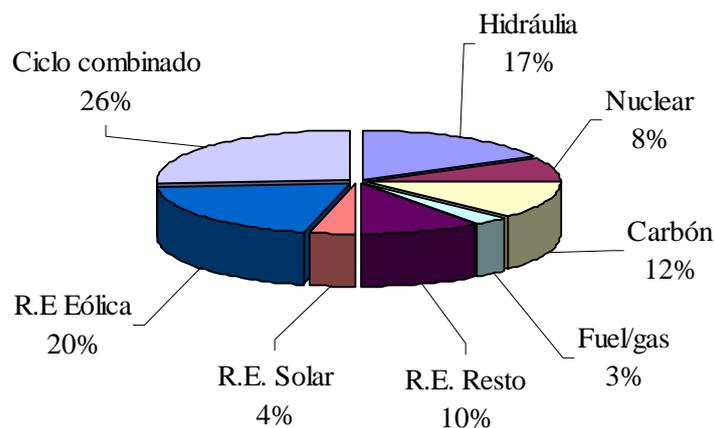


Figura 1.3. Potencia instalada a 31 de diciembre del 2010 en España. [3] (R.E: Régimen especial).

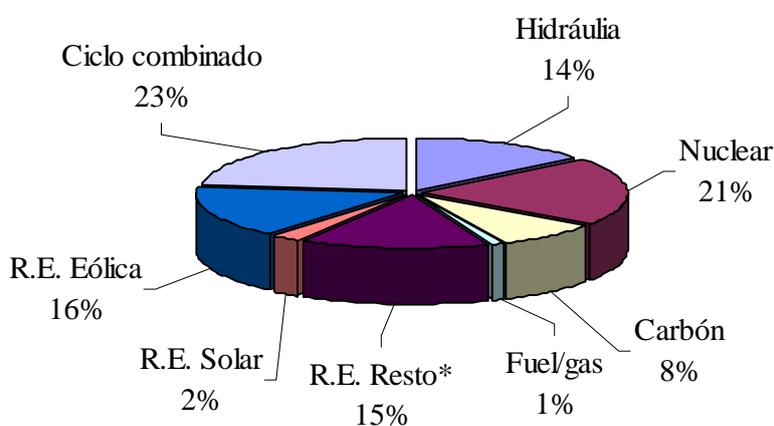


Figura 1.4. Cobertura de la demanda energética en España para el 2010 . [3], (* R.E: Régimen especial, incluye cogeneración (12%) y otras renovables (3%)).

Como se ha podido apreciar los combustible fósiles son las principales fuentes energéticas consumidas mundialmente, sin embargo este hecho ha traído consigo una serie de situaciones que no han sido del todo ventajosas para la humanidad. En los últimos años, al ser el petróleo el principal recurso energético por excelencia, los cambios y alteraciones de su precio internacional han sido motivo de preocupación para los gobiernos del mundo. La concentración de la producción de petróleo en países de elevada inseguridad jurídica, política y regulatoria, los conflictos internacionales, así como el crecimiento de la demanda en los países desarrollados y en vías de desarrollo como China e India, han traído como consecuencia que las fluctuaciones en los precios del petróleo sean cada vez más pronunciadas y crecientes [1].

Además, el consumo de energía primaria procedente de los combustibles fósiles es responsable de grandes presiones ambientales (calentamiento global, acidificación, oxidación fotoquímica, daños sobre la salud, etc.), por lo que el seguimiento de su consumo han sido un aspecto fundamental en la planificación de las estrategias

energ3ticas y la gesti3n del medio ambiente. El incremento del consumo energ3tico en los 3ltimos 50 a3os ha provocado un aumento en las emisiones mundiales de CO₂, alcanzando un nivel cercano a 30,000 millones de toneladas en el a3o 2009 [2].

Estos hechos han obligado a la sociedad a pensar en modelos energ3ticos mucho m3s sostenibles y ecol3gicos, donde mejorar los sistemas convencionales de producci3n de energ3a, utilizar fuentes de energ3as renovables como la e3lica, biomasa, solar, entre otras, y hacer uso eficiente y racional de la energ3a toman protagonismo. Espa3a, por ejemplo, ha aumentado la producci3n de energ3a el3ctrica a partir de fuentes renovables y ha disminuido la producci3n de centrales t3rmicas, lo que ha contribuido a la reducci3n de las emisiones de CO₂ del sector el3ctrico, estimadas para el 2010 en 58.7 millones de toneladas.

La distribuci3n del consumo de energ3a en Espa3a para los diferentes sectores consumo se puede apreciar en la Figura 1.5. El sector de la edificaci3n, incluye el consumo de los edificios residenciales y de los de servicios. Este sector consume alrededor del 40 % de la energ3a primaria y es el causante del 24 % de las emisiones de gases de efecto invernadero [5], convirti3ndolo en un sector clave para alcanzar los objetivos de reducci3n del consumo de energ3a primaria. Las estrategias utilizadas en este sector, no solo van dirigidas a la envolvente de los edificios y las instalaciones consumidoras de energ3a, (climatizaci3n, iluminaci3n, etc.), sino tambi3n en el aumento en la producci3n de energ3a de alta eficiencia y el uso de fuentes energ3ticas m3s respetuosas con el medio ambiente.

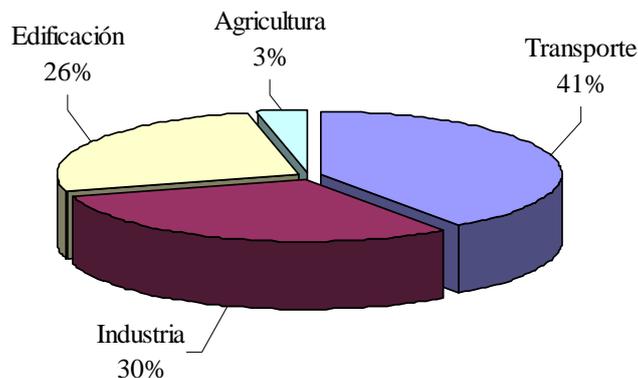


Figura 1.5. Consumo de energ3a por sectores en Espa3a para el a3o 2008. [4]

Tradicionalmente en el sector de la edificaci3n, la demanda de energ3a (fr3o, calor y electricidad) se satisface tomando energ3a el3ctrica de la red y usando sistemas de refrigeraci3n el3ctricos, y de calefacci3n con calderas de gas. Sin embargo, las perspectivas actuales son de uso de sistemas avanzados y eficientes como la cogeneraci3n, trigeneraci3n y poligeneraci3n.

1.2 SOLUCIONES ENERG3TICAS (OPCIONES DISPONIBLES)

El creciente consumo energ3tico actual y la necesidad de preservar el medio ambiente y asegurar un desarrollo sostenible, obligan al fomento de f3rmulas eficaces para un uso eficiente de la energ3a y la utilizaci3n de fuentes limpias. Por tanto, el uso de diferentes soluciones que favorezcan la reducci3n del consumo de energ3a primaria y de las emisiones de gases de efecto invernadero resulta primordial como estrategia econ3mica, social y medioambiental en cada uno de los pa3ses.

Entre estas soluciones se encuentran: la mejora de la eficiencia de las tecnolog3as actuales, la implementaci3n de las energ3as renovables, el uso de tecnolog3as de cogeneraci3n, trigeneraci3n y las medidas de eficiencia energ3tica dirigidas a la instalaci3n final, que en el caso del sector de la edificaci3n, son los edificios y sus sistemas consumidores. En este sentido, la cogeneraci3n y trigeneraci3n resultan una opci3n interesante para disminuir el consumo de energ3a primaria, contribuyendo fuertemente en el uso eficiente de los recursos energ3ticos..

La cogeneraci3n, hace referencia a la producci3n simult3nea de energ3a el3ctrica o potencia mec3nica y energ3a t3rmica 3til, a partir de s3lo un solo combustible [6]. Las tecnolog3as de cogeneraci3n generalmente convierten alrededor de un 75-80% de la energ3a del combustible en energ3a 3til (rendimiento global: electricidad y calor), aunque algunas instalaciones m3s modernas pueden alcanzar rendimientos alrededor de un 90 % [7]. Con las tecnolog3as de cogeneraci3n tambi3n se evitan las p3rdidas asociadas al transporte de la energ3a el3ctrica en la red, y se reduce la dependencia energ3tica, al generar la energ3a “in situ”.

En la Figura 1.6 se muestra una comparaci3n de los rendimientos globales de un sistema de cogeneraci3n y de un sistema convencional de suministro separado de energ3a, siendo el suministro de energ3a el3ctrica y t3rmica el mismo en las dos situaciones. Se aprecia como la tecnolog3a de cogeneraci3n puede producir la misma cantidad de energ3a t3rmica y de el3ctrica consumiendo una menor cantidad de combustible.

La trigeneraci3n se puede definir como la producci3n combinada y simult3nea de electricidad, calor y fr3o usando un solo recurso de energ3a primaria. Tambi3n, puede ser definida como una extensi3n en la producci3n de fr3o, a partir de una tecnolog3a de cogeneraci3n [8]. Los sistemas de trigeneraci3n engloban el uso de dos tipos de tecnolog3as: cogeneraci3n y refrigeraci3n t3rmica (activada t3rmicamente). Con la primera es posible obtener electricidad teniendo como subproducto el calor y con la segunda, se obtiene fr3o a partir del calor.

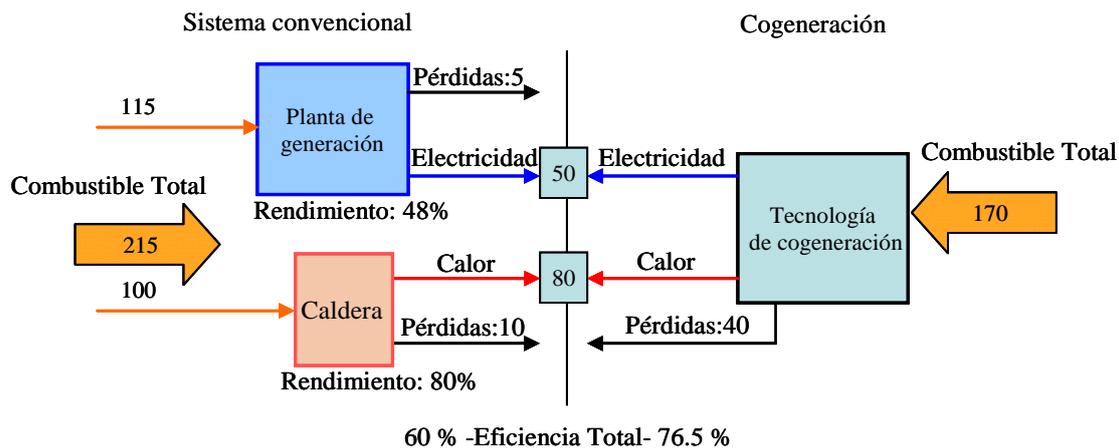


Figura 1.6. Generación de electricidad y calor utilizando la tecnología de cogeneración y un sistema convencional.

En la Figura 1.7, se representan un sistema de trigeneración y un sistema convencional de suministro de energía eléctrica, térmica y de refrigeración. Se puede apreciar que con el sistema de trigeneración se produce igual cantidad de energía, utilizando menor cantidad de energía primaria de entrada, lo que demuestra ser un sistema más eficiente que un sistema convencional con las características presentadas.

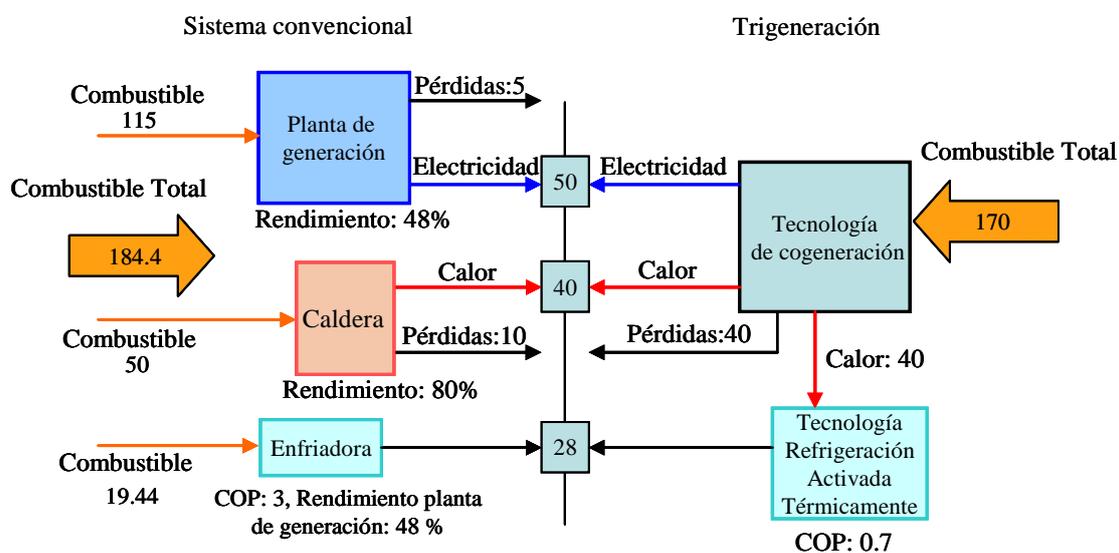


Figura 1.7. Generación de electricidad, calor y frío utilizando la trigeneración y un sistema convencional.

El estudio de sistemas de trigeneración está actualmente en auge apoyándose en la amplia fiabilidad alcanzada en los equipos de cogeneración industrial [9]. Las principales ventajas de estos sistemas de cogeneración y trigeneración respecto a los sistemas convencionales de producción separada de energía son [10]:

- La reducción del consumo de energía primaria.
- La reducción de emisiones.
- El ahorro económico e incremento de la fiabilidad en el suministro eléctrico
- La garantía del suministro energético.
- La no utilización de CFC's, lo que las convierte en posibles sustitutos de las máquinas de compresión basadas en este tipo de fluidos refrigerantes.

A pesar de todas estas ventajas, los beneficios de los sistemas de trigeneración pueden aumentar en las siguientes condiciones [11]:

- Una mejor planificación en la implementación de la trigeneración en áreas urbanas.
- Una mayor flexibilidad en las normativas para conectar los sistemas de cogeneración a la red.
- La adopción de una metodología unificada para la medición de los ahorros energéticos y beneficios medioambientales de las instalaciones de cogeneración y trigeneración.

Las principales tecnologías de cogeneración disponibles en el mercado y más adecuadas al sector terciario y residencial son: las microturbinas de gas, los motores alternativos de combustión interna, y las pilas de combustibles, entre otras [12]. Las tecnologías de refrigeración activadas térmicamente están conformadas por diferentes tipos de equipos, entre los que se encuentran las enfriadoras de agua por absorción, por adsorción, los sistemas de refrigeración evaporativa con desecantes, etc. Estos equipos están disponibles comercialmente en series desde 50 kW a muchos MW de potencia frigorífica. Para aplicaciones en edificios, en los últimos años, su oferta ha ido en aumento con el desarrollo de equipos comerciales de pequeña potencia se ha ampliado en el rango de 5 a 80 kW de refrigeración y que pueden ser integrados de forma eficiente en equipos de cogeneración de pequeña potencia.

En la última década, la cogeneración ha alcanzado un grado de penetración considerable en muchos países, siguiendo las recomendaciones marcadas por el protocolo de Kioto [13]. En Europa se han implementado diferentes innovaciones tecnológicas y directivas para la regulación ambiental, como la directiva 2004/8/EC [14], con la cuál se brinda un fuerte impulso a la promoción y desarrollo de instalaciones de cogeneración, incluyendo la cogeneración de pequeña potencia, todo esto sin distorsionar la competitividad de los mercados energéticos de cada país. Esta directiva ha sido adoptada en cada uno de los países miembros de la unión europea, basándose en las características del sistema energético de cada país.

En España esta legislación de fomento a la cogeneración está contenida en el Real decreto RD 616/2007 [15], que permite la creación de un marco para el fomento de la cogeneración de alta eficiencia de calor y electricidad; también el Real decreto RD

661/2007, que se basa en el establecimiento de un régimen jurídico, económico y de primas para el apoyo de la cogeneración [16]. A nivel Europeo cada vez existen más instalaciones de cogeneración y trigeneración, gracias a las nuevas investigaciones y al apoyo de las distintas legislaciones de cada país.

1.3 CONCEPTOS BÁSICOS DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN

Los sistemas de trigeneración incluyen la utilización de diferentes componentes, tales como los equipos de cogeneración, de recuperación de calor (que transfieren el calor residual a los distintos componentes) y los de refrigeración activadas térmicamente que utilizan el calor residual. El nivel de temperatura y el tipo de calor residual dependen de la capacidad o potencia de cogeneración. Para satisfacer la demanda de calor de un edificio utilizando un sistema de trigeneración es posible utilizar el calor proveniente del sistema de cogeneración o el excedente de calor resultante después de activar una tecnología de refrigeración.

Las configuraciones de trigeneración pueden clasificarse en básicas y avanzadas. Las configuraciones básicas son aquellas en las cuales el equipo de refrigeración es activado indirectamente utilizando equipos de recuperación de calor. Estos equipos suelen usar agua caliente o aceite térmico como fluido térmico, habiéndose aumentado su temperatura gracias al calor residual de los gases de escape y del agua caliente proveniente de las camisas del motor en su caso. En las configuraciones de trigeneración básicas se utilizan sistemas de recuperación de calor como intercambiadores de calor tipo aire/agua, aire/aceite, agua/agua para producir agua caliente o aceite térmico; o generadores de vapor HRSG.

Por su parte, las configuraciones de trigeneración avanzadas son aquellas en donde los equipos de refrigeración térmica se activan directamente usando los gases de escape del sistema de cogeneración o de forma simultánea utilizando directamente los gases de escape y el agua caliente proveniente de las camisas de refrigeración del motor. En la Figura 1.8 se muestra un esquema general de las posibles configuraciones de trigeneración formadas por tecnologías de cogeneración, equipos de recuperación de calor y tecnologías de refrigeración por absorción activadas térmicamente, dependiendo del nivel de temperatura del calor residual disponible.

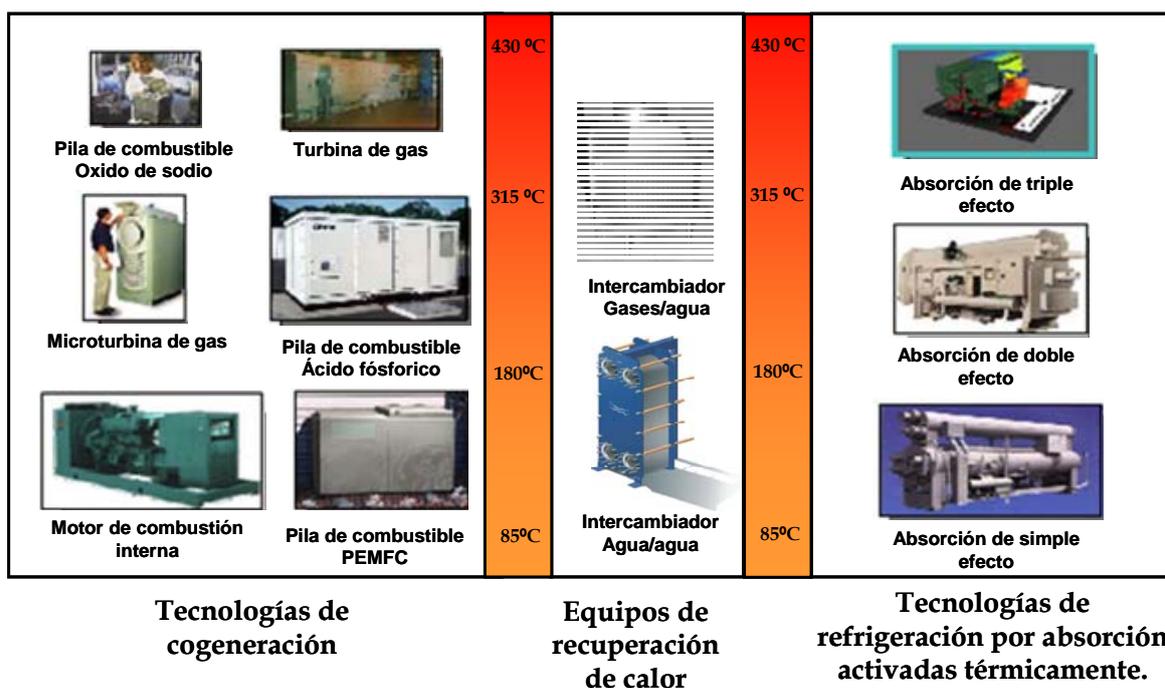


Figura 1.8. Integraci3n de equipos de recuperaci3n y de refrigeraci3n térmica en los sistemas de cogeneraci3n en funci3n de la temperatura del calor residual.

1.3.1. Tecnologías de cogeneraci3n

La cogeneraci3n ha sido aplicada con éxito en aplicaciones industriales de mediana potencia eléctrica (>100 kW_e) y en grandes potencias (>1 MW_e). En la actualidad no es solamente una opci3n para las grandes industrias y el calentamiento de zonas residenciales (*District heating*), sino también es posible su aplicaci3n en edificios, viviendas unifamiliares y centros comerciales, gracias al nuevo impulso y desarrollo de las llamadas tecnologías de microcogeneraci3n (<100 kW_e) [17].

En los sistemas de cogeneraci3n la proporci3n del calor y electricidad suministrados por el sistema es denominada relaci3n de calor/electricidad, la cuál varía con cada tecnología. Las tecnologías de cogeneraci3n deben seleccionarse para satisfacer lo más cercano posible las demandas de electricidad y calor. Ante la necesidad adicional de calor, éste puede ser suministrado por equipos externos como por ejemplo las calderas. En el caso de producirse un exceso de electricidad, ésta puede ser vertida a la red o en caso contrario, puede ser suministrada desde la red.

Las tecnologías de cogeneraci3n para aplicaciones industriales, comerciales y residenciales se pueden clasificar en funci3n del tipo de tecnología de cogeneraci3n o del combustible usado. Según el tipo de tecnología las principales tecnologías existentes son: micro turbinas de gas, motores alternativos de combusti3n interna, pilas de combustible y motores stirling, entre otros.

1.3.1.1. Microturbinas de gas

Las microturbinas son turbinas de gas con unas características constructivas especiales. Actualmente tienen una potencia eléctrica comprendida entre 30 y 250 kW_e. Estos equipos han pasado de la etapa de demostración a convertirse en una alternativa interesante en el campo de la cogeneración. Su desarrollo vino impulsado a lo largo de los años 90 con la idea de desarrollar sistemas de generación autónoma simple, de alta disponibilidad y bajo mantenimiento.

Las microturbinas representan una tecnología relativamente nueva, con lo cual su presencia en el mercado se está incrementando cada vez más. Las características más importantes de esta tecnología de cogeneración son: bajo nivel de emisiones, bajo nivel de ruido, dimensiones reducidas y poca necesidad de mantenimiento. Otras características importantes son su flexibilidad en cuanto al tipo de combustibles que pueden emplear y su diversidad de modos de interacción con la red eléctrica. Todas estas características las hacen muy idóneas para formar parte de sistemas de generación de electricidad y calor (*Combined, Heat and Power, CHP*) en edificios e industrias. Éstas ofrecen una gran cantidad de ventajas comparadas con otras tecnologías de cogeneración a pequeña escala [18,19]; por ejemplo: el tamaño compacto y el poco peso por unidad de potencia repercuten directamente en la disminución de costos de obra civil inicial para su montaje [20]. También poseen un número reducido de partes móviles, bajo ruido, opción de utilización de varios tipos de combustibles y oportunidades de reducir las emisiones en el contexto de la generación de potencia y calor (CHP).

En la Figura 19 a) se muestra un esquema general de una microturbina de gas con recuperador. En la figura puede apreciarse como inicialmente el aire es comprimido y luego enviado a un recuperador, donde la temperatura es aumentada por la recuperación del calor de los gases de salida de la microturbina. Luego, el aire entra en la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible, el cuál se introduce a alta presión para la combustión. Posteriormente, los gases de combustión pasan a través de la turbina alternador para generar la potencia eléctrica.

Los gases de combustión son introducidos nuevamente en el recuperador de calor y pasan finalmente a un intercambiador de calor para la recuperación del calor residual. El alternador es un dispositivo de alta velocidad que rota típicamente entre 75,000-100,000 rpm y produce una corriente de alta frecuencia de salida que es convertida al voltaje y frecuencia deseada en un convertidor de potencia. En la Figura 1.9 b) se aprecia una sección transversal ilustrativa de la distribución de los elementos en la microturbina y el recorrido del aire dentro de la microturbina de gas [21].

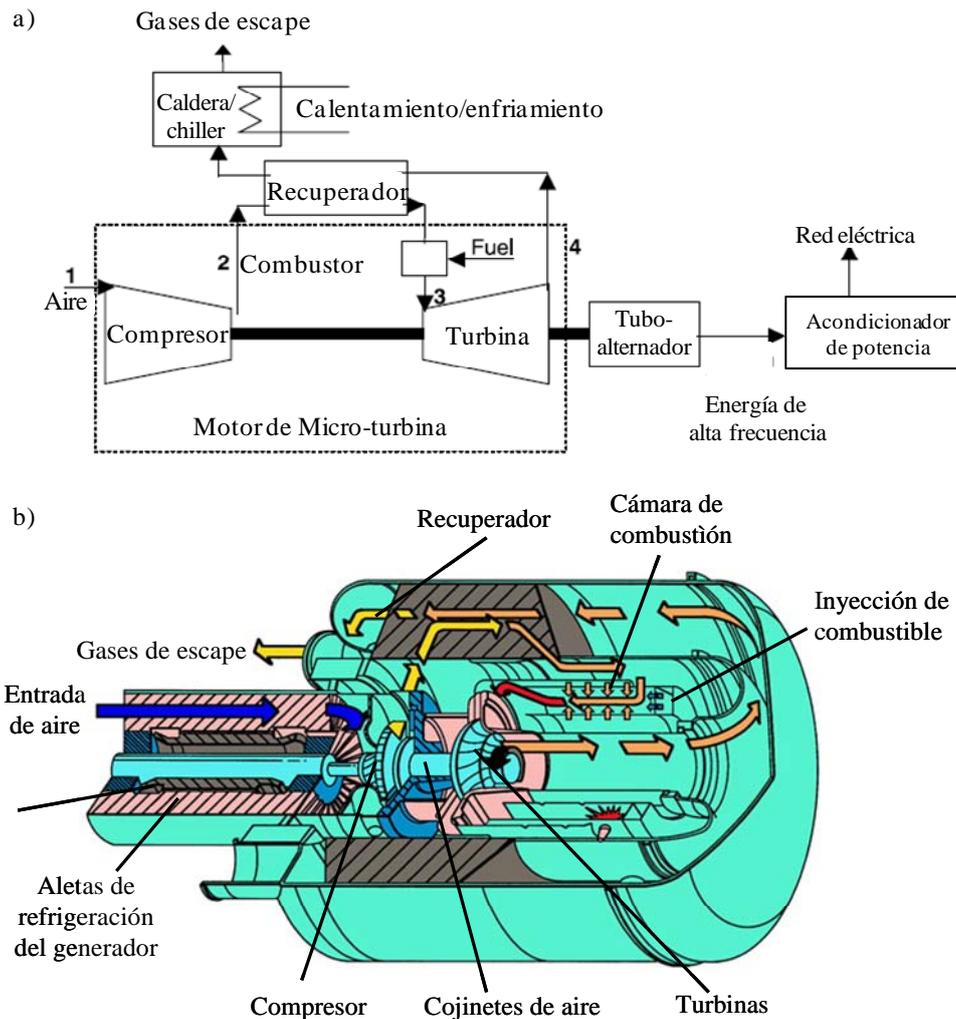


Figura 1.9. a) Esquema básico y b) una sección transversal ilustrativa de la distribución de sus elementos de una microturbina con recuperación de calor.

Las principales desventajas de las microturbinas es el diseño del equipo, que hacen que se impongan unas temperaturas de operación y eficiencias límites. El coste inicial de las microturbinas en general es más alto que el coste de los motores de combustión interna alternativos.

1.3.1.2. Motores de combustión interna

Los motores alternativos de combustión interna son parte de una tecnología bien conocida. En Estados Unidos la producción anual es superior a 35 millones de unidades en aplicaciones para la automoción, generación de energía eléctrica y un conjunto de aplicaciones diversas de generación de energía. Los motores alternativos de combustión interna, consisten básicamente en un dispositivo cilindro-embolo en el que se produce una reacción de combustión, transformándose la energía liberada en calor y en electricidad, ésta última utilizando un mecanismo de biela-manivela y un alternador. En la Figura 1.10 se representa el ciclo de un motor de combustión interna con

recuperación de calor residual de los gases de escape, las camisas del motor y el circuito de refrigeración del lubricante.

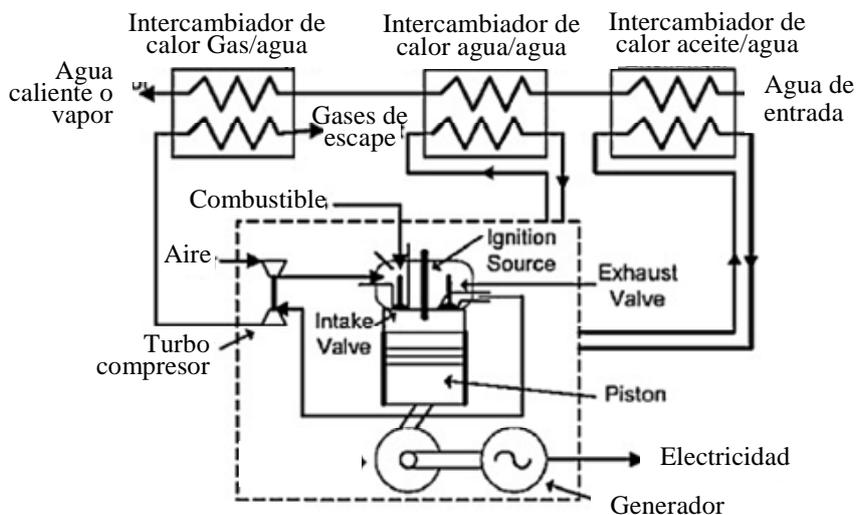


Figura 1.10. Representación de la producción de calor en un motor de combustión interna

Existen una amplia variedad de motores alternativos disponibles en el mercado. Generalmente los motores son utilizados como equipos de reserva y para el suministro eléctrico o de calor en horas pico. Sus tamaños van desde unos pocos kilovatios a más de 10 MW y pueden ser activados con una variedad de combustibles [22]. Hay dos tipos básicos de motores alternativos, los de encendido por chispa y los de encendido por compresión [23].

Los motores de encendido por chispa utilizados para la generación de energía utilizan preferiblemente gas natural como combustible de trabajo, aunque pueden ser adaptados para funcionar con propano, gasolina o biogás. Los motores de encendido por compresión, llamados comúnmente los motores *diesel*, operan con gasoleo o y pueden ser configurados para utilizar dos combustibles.

Los motores diesel históricamente son los más tradicionales de los motores alternativos para pequeñas y grandes aplicaciones de generación de potencia. Sin embargo, en la mayoría de los países desarrollados el uso de los motores diesel está cada vez más restringido a emergencias eléctricas en la industria y la utilización está cada vez más limitada a causa de las emisiones de CO₂ a la atmósfera. En consecuencia, los motores de gas natural son los más utilizados con un funcionamiento de más 5,000 horas/año en aplicaciones de generación de energía eléctrica. La generación actual de motores a gas natural ofrece un bajo coste inicial, una rápida puesta en marcha, una fiabilidad demostrada con un mantenimiento adecuado y un gran potencial de recuperación de calor residual.

El calor residual del motor (calor de los gases de escape y calor del agua caliente del sistema de refrigeraci3n) puede ser utilizado para generar agua caliente o vapor a baja presi3n para usarse en procesos industriales, calefacci3n, agua caliente sanitaria o para activar tecnologías de refrigeraci3n activadas térmicamente. En la Figura 1.11 se muestra un esquema general de la recuperaci3n de calor en motores. La eficiencia global de las tecnologías de cogeneraci3n (electricidad y energía térmica útil) suele ser de 70 a 80 % utilizando gas natural [24].

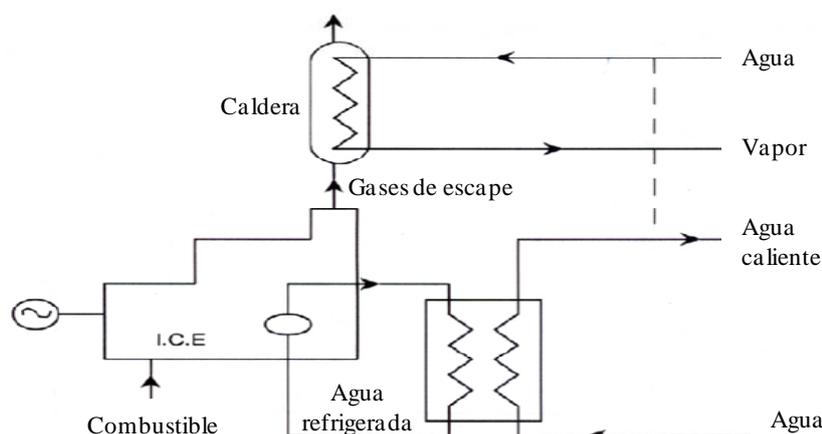


Figura 1.11. Configuraci3n b3sica para la utilizaci3n de los motores de combustión interna.

En los motores de combustión interna, el porcentaje de energía térmica del circuito de refrigeraci3n de las camisas y la lubricaci3n del aceite del motor representa un 30 % del poder de combusti3n del combustible a una temperatura del agua caliente que oscila entre 90 y 100 °C. La energía térmica de los gases de escape del motor representa alrededor de un 30 a 50 % de la energía térmica residual del motor, con temperaturas típicas de los gases de escape en el rango de 350 a 600 °C, pudiendo llegar en algunos casos a temperaturas superiores. La recuperaci3n de calor de las camisas y de los gases de escape está entre un 65 y 80 % de la energía del combustible. En la Figura 1.12 se muestra el balance de energía en un motor de combustión interna, que utiliza gas natural como combustible.

Entre las principales ventajas de los motores se pueden mencionar: el bajo coste, la alta disponibilidad, la versatilidad que tienen para ser conectados a diversos motores en paralelo, la buena respuesta a cambios de carga y la alta fiabilidad. Sin embargo, estos equipos presentan niveles de ruido relativamente elevados, altas emisiones al ambiente y necesidad de mantenimientos regulares de alto coste. Cabe destacar que los perfiles de las emisiones de motores alternativos se han mejorado significativamente en los últimos años gracias al uso de catalizadores, a las mejoras en su diseño y al control del proceso de combusti3n.

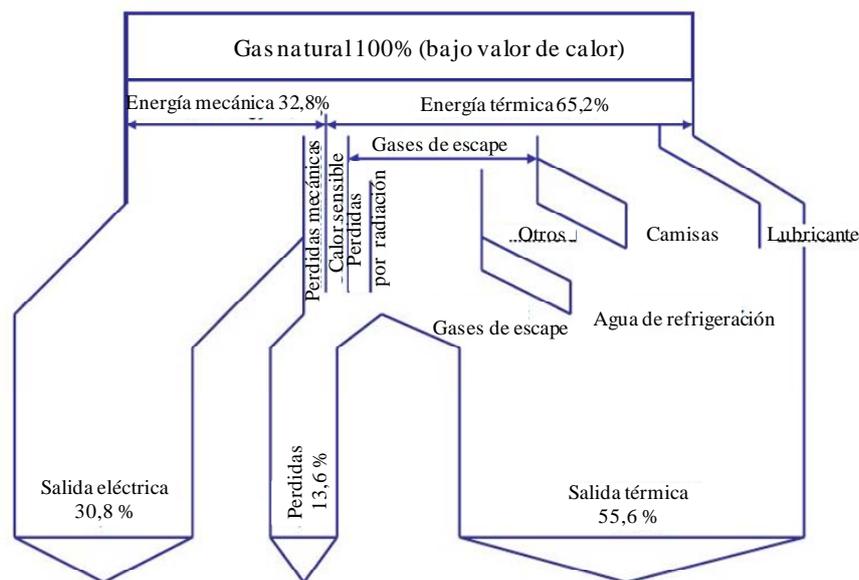


Figura 1.12. Balance energético en un motor de combustión interna [25].

1.3.1.3. Pilas de combustible

Las pilas de combustible utilizan la energía química de la oxidación del hidrógeno para producir calor y electricidad obteniéndose como subproducto el agua. Una pila de combustible consiste de dos electrodos separados por un electrolito. La Figura 1.13 muestra un esquema de estos sistemas donde se aprecia la disposición de los electrodos y el electrolito. El hidrógeno es alimentado como combustible en la pila de combustible, un catalizador en el ánodo divide el hidrógeno en H^+ (iones de hidrógeno) y en e^- (electrón). Seguidamente la corriente negativa de electrones fluye a través de una carga externa hacia el cátodo, mientras que los iones de hidrógeno pasan a través del electrolito al cátodo, donde se combinan con el oxígeno y los electrones para producir agua y liberar energía (calor). El voltaje producido por una pila simple es pequeño sin embargo, se pueden asociar en paquetes de varias pilas para proveer el voltaje eléctrico requerido [26].

Las pilas de combustible requieren hidrógeno para producir energía eléctrica. Debido a los impedimentos prácticos para el transporte y manipulación del hidrógeno, éste suele ser obtenido en el mismo sitio a partir de combustibles ricos en hidrógeno como el gas natural. Por esta razón las pilas de combustible utilizan un reformador para obtener hidrógeno del combustible.

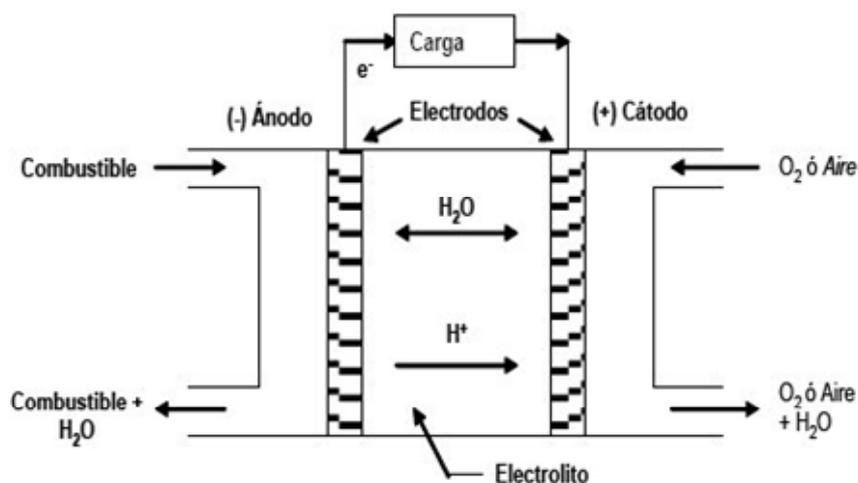


Figura 1.13. Diagrama de flujo de una pila de combustible.

La reacción global resultado de las dos semireacciones que tienen lugar dentro de la pila de combustible es:



Las pilas de combustible pueden clasificarse en dos categorías según sea la temperatura del calor producido: las de baja temperatura y alta temperatura. Entre las de baja temperatura se encuentran las de membranas electrolíticas (PEMFC), las de ácido fosfórico (PAFC) y las alcalinas (AFC). Por otra parte como pilas de alta temperatura pueden mencionarse las de óxido sólido (SOFC) y las de carbonato fundidas (MCFC) [27].

Las pilas de membranas electrolíticas son pilas que operan a una temperatura alrededor de 60-80°C, su rango de potencia habitual suele ser de unos pocos kilovatios hasta 250 kW. Por su parte las pilas de combustible de ácido fosfórico son las pilas más comúnmente usadas y fueron las primeras en estar disponibles comercialmente; el electrolito es un ácido y operan relativamente a temperaturas bajas, alrededor de 200 °C. Las unidades disponibles actualmente son de alrededor de 200 kW de energía térmica recuperable en forma de agua caliente. En el caso de las pilas de combustibles alcalinas, la temperatura de operación se sitúa entre 65 y 250 °C. Los dos electrodos de esta pila están separados por una matriz porosa y saturada con una solución alcalina acuosa, como la de hidróxido de potasio.

Por su parte las pilas de óxido sólido operan a una elevada temperatura en el rango de 593 a 982 °C, se han probado para una variedad de unidades de potencia desde 20 a 25 kW y se estima la construcción futura de unidades con una potencia por encima de 150 kW. Por último las pilas de carbonato fundido son unidades que operan alrededor de 593 °C y están diseñadas para aplicaciones de gran capacidad, del orden de 50 a 100

MW, la alta temperatura de los gases de escape puede ser usada para activar otros sistemas, con rendimiento global de alrededor del 80 %. En la Tabla 1.1. se resumen las características principales de las pilas de combustible mencionadas anteriormente [28].

Tabla 1.1. Principales características de tipos de pilas de combustible [28].

Tecnología	AFC	PEMFC	PAFC	MCFC	SOFC
Electrolito	KOH (líquido)	Membrana de intercambio iónico (sólido)	H ₃ PO ₄ (líquido)	Carbonatos fundidos (líquido)	Cerámico (sólido)
Combustible	H ₂ extrapuro	H ₂ puro	H ₂ , poco CO, CH ₃ OH	H ₂ ,CO, CH ₄	H ₂ ,CO, CH ₄
Temperatura	60-250	60-80	130-220	600-700	750-1050
Catalizador	Pt, Ni/NiO _x	Pt	Pt	Ni	perovskita
Rendimiento eléctrica (LHV) (%)	32-70	30-50	40-55	55-57	50-50
Rendimiento con cogeneración (%)	70	70-85	85	85	85
Densidad de potencia (mW/cm ²)	150-400	300-1000	150-300	100-300	250-350
Tiempo de arranque	5 min	5 min	1-4 horas	5-10 horas	5-10 horas
Venenos	CO ₂ , H ₂ S,CO	CO, H ₂ S	CO,H ₂ S	S,H ₂ S, HCl, HI,HBr	H ₂ S
Potadores de carga	OH ⁻	H ⁺	H ⁺	CO ₃ ²⁻	O ²⁻
Rango de potencia (kW)	1-100	1-100	200-10,000	500-10,000	1-10,000

Entre las ventajas de las pilas de combustible para aplicaciones en tecnologías de cogeneración se encuentran el bajo nivel de ruido, bajo mantenimiento, excelentes prestaciones funcionando a carga parcial y bajas emisiones. Las pilas de combustible tienen el potencial de alcanzar un rendimiento global de 85 a 90 % hasta en las pequeñas unidades. Como desventajas principales se encuentran el elevado costo y un corto ciclo de vida. Los estudios actuales se están enfocando en desarrollar materiales menos costosos y con tecnología avanzadas que puedan repercutir en el costo inicial.

1.3.1.4. Motores stirling

Los motores stirling son dispositivos mecánicos que funcionan utilizando un ciclo stirling, en los que un fluido compresible como aire, el hidrógeno, helio o vapor, se usa como fluido de trabajo. Los motores stirling ofrecen la posibilidad de tener un motor de alta eficiencia con menos emisiones de gases en comparación con el motor de combustión interna [29]. Los motores stirling están empezando a ocupar un lugar en el

mercado desde que se desarrollo el motor stirling “Pist3n libre” [30]. La tecnología no est3 totalmente desarrollada a3n, y no es ampliamente utilizado; sin embargo, posee un gran potencial debido a la capacidad para alcanzar una elevada eficiencia, la flexibilidad del combustible con que pueden funcionar, el bajo ruido y el buen rendimiento a carga parcial [31].

A diferencia de los motores alternativos de combusti3n interna, la fuente de calor proviene de fuentes externas, lo que permite el uso de una amplia gama de fuentes de energía, incluidos los combustibles f3siles como el petr3leo o el gas, y las fuentes de energía renovables como la solar o la biomasa. Dado que el proceso de combusti3n se lleva a cabo fuera del motor, es un proceso bien controlado de combusti3n continua, y los productos de combusti3n no entran en el motor. Los motores stirling est3n clasificados de acuerdo a su configuraci3n en: Alfa, Beta y Gamma, como se muestra en la Figura 1.14. La configuraci3n Alfa posee dos pistones en cilindros separados conectados en serie por un regenerador, calentador y enfriador. Las configuraciones Beta y Gamma poseen una configuraci3n usando un pist3n en movimiento, en la configuraci3n Beta el pist3n realiza el movimiento en el mismo cilindro mientras que en la Gamma la configuraci3n usa diferentes cilindros.

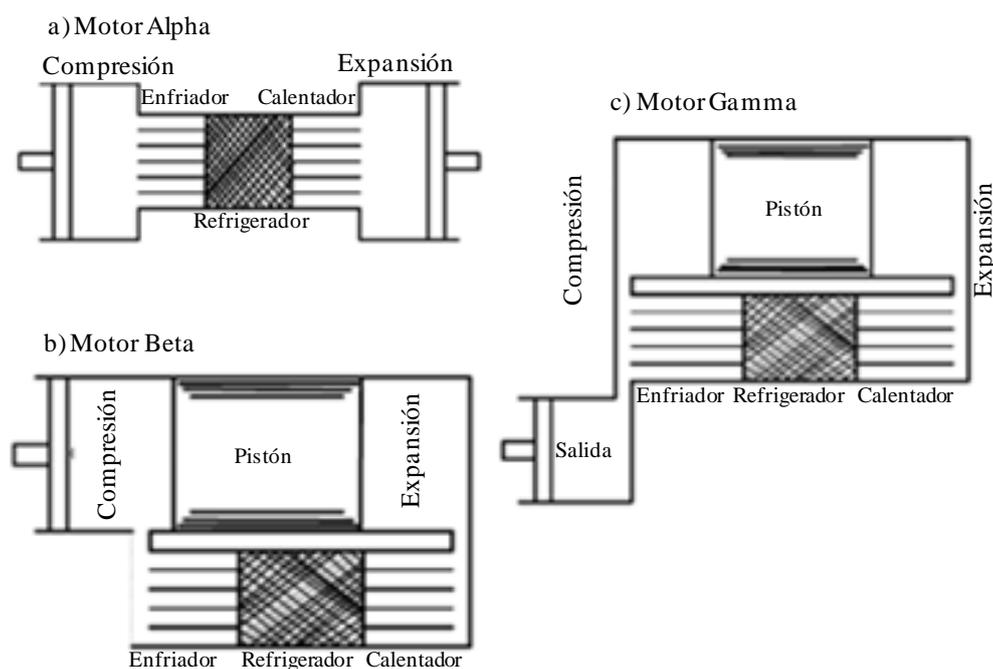


Figura 1.14. Clasificaci3n de los motores *Stirling*.

Con el uso de motores stirling se tiene la posibilidad de usar gran variedad de combustibles para la activaci3n, su eficiencia es elevada y posee bajos niveles en emisiones de gases, sin embargo, el precio es elevado, posee variedad de modelos que no permite la estandarizaci3n y un limitado n3mero de proyectos de demostraci3n.

1.3.2. Sistemas de recuperación de calor

En los sistemas de cogeneración, es de mucha importancia considerar la eficiencia en la forma de recuperar el calor residual proveniente de la tecnología utilizada. Esto puede determinar fundamentalmente las prestaciones de todo el sistema, es por ello que se siguen realizando grandes esfuerzos en aumentar el potencial de recuperación de energía térmica por medio del uso de intercambiadores de calor, con la finalidad de obtener mayor eficacia en la recuperación del calor residual disponible.

En la Figura 1.15 se muestra, una representación gráfica del calor disponible de diferentes tecnologías de cogeneración usando un diagrama de temperatura en función de la fracción de calor por el combustible consumido. Con esta gráfica existe la opción de dividir los valores del eje por la eficiencia eléctrica de la cada tecnología de cogeneración y de esta forma obtener una gráfica de la temperatura en función de la electricidad producida. Lo que ofrece una estimación más realística de la tasa de calor y la electricidad de la tecnología de cogeneración [32]. Teniendo claridad en la disponibilidad de calor, es necesario recuperarlo de la forma más eficiente, para esto pueden ser utilizados intercambiadores de calor tradicionales o generadores con activación directa de gases de escape.

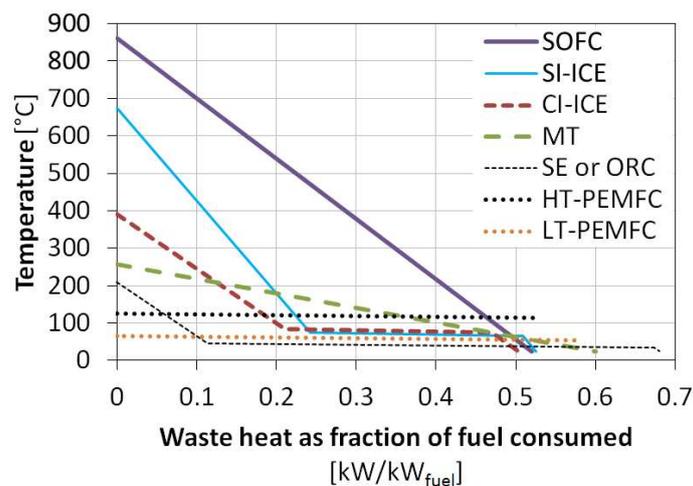


Figura 1.15. Temperatura en función del calor disponible para varias tecnologías de cogeneración [32].

En las microturbinas y motores de combustión interna, el calor es obtenido de los gases de escape y en el circuito de refrigeración de las camisas. En las pilas de combustible el calor residual puede ser recuperado en forma de agua caliente o de vapor. En muchas situaciones el calor de los gases de escape, no puede ser recuperado directamente, por lo que es necesario el uso de intercambiadores de calor, para facilitar la transferencia de calor, desde el calor residual a la aplicación donde se necesite el calor recuperado. Estos intercambiadores de calor pueden ser clasificados según la geometría de los componentes y según las aplicaciones.

Con respecto a la geometría de los intercambiadores, éstos pueden ser clasificados en: intercambiadores de doble tubo, de carcasa-tubo y de flujo cruzado. Las corrientes que intercambian calor pueden ser de flujo paralelo o contracorriente. En los intercambiadores de doble tubo, uno de los fluidos pasa por la tubería interior y el otro fluido por la tubería exterior. En este tipo de intercambiadores, la transferencia de calor es limitada debido a la poca área de transferencia. En la Figura 1.16 a) y b), se muestra un intercambiador de doble tubo en flujo paralelo y cruzado.

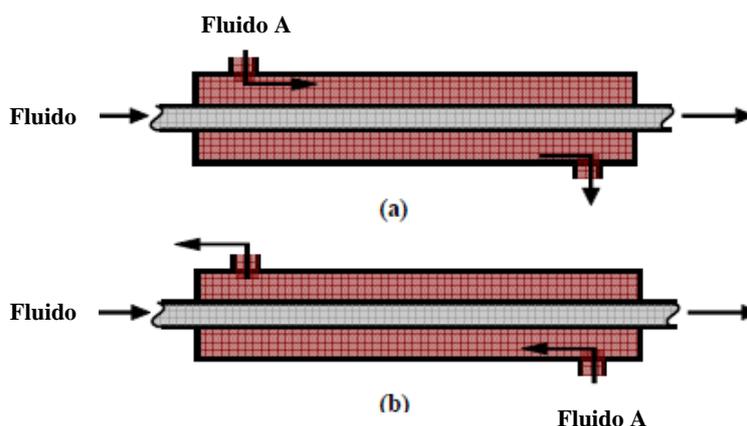


Figura 1.16. Representaci3n de un intercambiador de doble tubo en (a) flujo paralelo (b) flujo contracorriente.

Los intercambiadores de calor de tubo y carcasa est3n formados por una carcasa cilíndrica o rectangular que recubre un conjunto de tubos. En este intercambiador uno de los fluidos pasa a trav3s de los tubos y el otro fluido pasa en la parte externa de los tubos dentro de la carcasa. Los intercambiadores de calor de tubo y carcasa poseen una gran superficie de transferencia de calor, por peso y volumen. En la Figura 1.17 se muestra un esquema de un intercambiador de este tipo, con agua fluyendo a trav3s de la carcasa y vapor fluyendo a trav3s de los tubos.

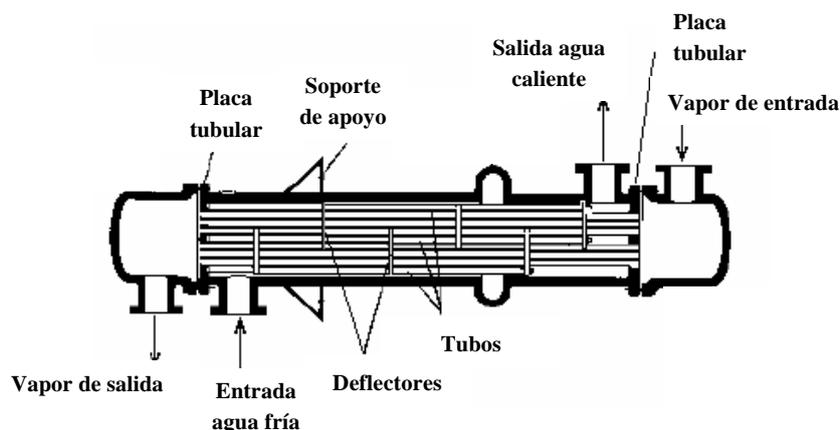


Figura 1.17. Representaci3n de un intercambiador de tubo y carcasa.

En el caso de los intercambiadores de calor de flujo cruzado, los dos fluidos fluyen en direcciones perpendiculares entre sí. Un ejemplo típico es el de un fluido fluyendo a

trav3s de los tubos y el otro fluido por la parte externa de los tubos. En la Figura 1.18 se representa un intercambiador de calor de flujo cruzado. En este tipo de intercambiadores, el fluido que circula dentro de los tubos siempre es considerado no mezclado, mientras que el flujo externo es considerado como mezclado si se utilizan aletas o sin mezclar en caso contrario.

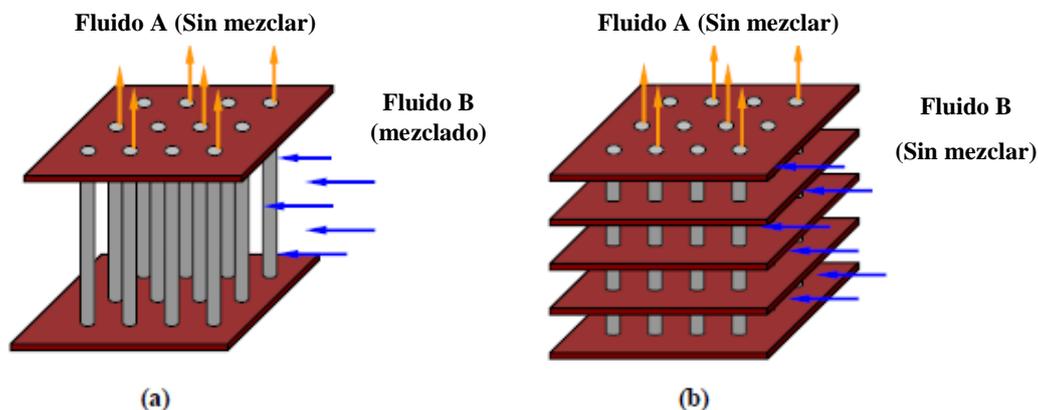


Figura 1.18. Representaci3n de un intercambiador de flujo cruzado a) sin mezclar, b) mezclado.

Seg3n la aplicaci3n, los intercambiadores de calor para calor residual pueden ser clasificados en intercambiadores de calor gas/gas, gas/l3quido o l3quido/l3quido. Los intercambiadores gas/gas, son frecuentemente usados como recuperadores para precalentamiento del aire de combusti3n en los motores de combusti3n interna y turbinas. El uso de recuperadores en microturbinas y motores, depende de la eficiencia t3rmica y las caracter3sticas de la carga el3ctrica de la tecnolog3a de cogeneraci3n.

Los intercambiadores de calor de gas/l3quido pueden ser usados en la recuperaci3n de calor a media y alta temperatura, as3 como tambi3n a baja y media temperaturas. Entre los dispositivos de recuperaci3n de media y alta temperatura se encuentran los llamados generadores de vapor y los tubos de calor. Los generadores de vapor tambi3n llamados HRSG o calderas de recuperaci3n son usadas para generar vapor a partir de los gases de escape de una tecnolog3a de cogeneraci3n. En los dispositivos de recuperaci3n de calor del tipo tubos de calor, los gases de escape fluyen por un tubo y el calor es transferido desde los gases al fluido de trabajo que circula a trav3s del otro tubo. En la Figura 1.19 se aprecia un dispositivo de generaci3n de vapor HRSG.

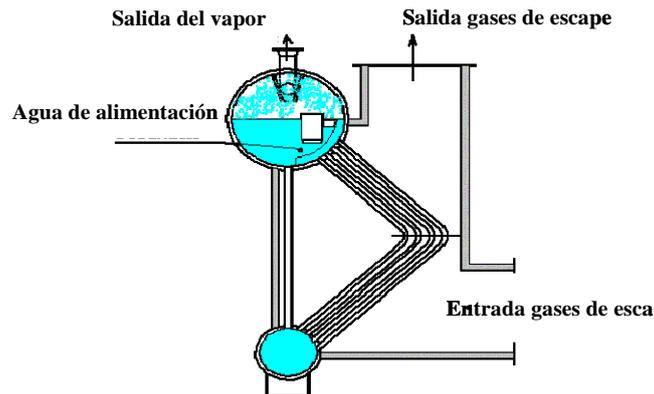


Figura 1.19. Esquema de un generador de vapor HRSG.

Entre los dispositivos usados para baja y media temperatura se encuentran los economizadores y calentadores de fluidos t3rmicos. Los economizadores son intercambiadores de calor de flujo cruzado, en el cual el agua fluye en tubos aleteados con los gases de escape fluyendo perpendicularmente en los tubos. Los calentadores de fluidos t3rmicos son intercambiadores de doble tubo que usan el calor residual de los gases de escape para calentar a alta temperatura un fluido org3nico para la transferencia de calor.

Los intercambiadores de calor l3quido/l3quido, son t3picamente usados en aplicaciones industriales. Entre los m3s usados se encuentran los intercambiadores de calor de tubo y carcasa los intercambiadores de placas, (Figura 1.20). Estos tipos de intercambiadores son com3nmente usados para recuperar calor de las camisas del motor y los circuitos de refrigeraci3n de los motores alternativos de combusti3n interna.



Figura 1.20. Intercambiador de placas.

1.3.3. Tecnologías de refrigeraci3n activadas t3rmicamente

Las tecnologías de refrigeraci3n activadas t3rmicamente pueden ser consideradas como una alternativa atractiva para aplicaciones de aire acondicionado y refrigeraci3n, puesto

que utilizan calor para activar el ciclo, a diferencia de los sistemas convencionales de vapor que utilizan energía eléctrica para su funcionamiento. El aprovechamiento del calor residual contribuye a la reducción de los problemas relacionados con el calentamiento global en comparación con los sistemas convencionales de frío y refrigeración, que generan emisiones de CO₂ provenientes de la combustión de combustibles fósiles utilizados en la generación electricidad [33]. Adicionalmente estas tecnologías utilizan refrigerantes naturales, lo que aumenta el atractivo de su utilización. Los equipos que se encuentran dentro de las tecnologías activadas térmicamente incluyen enfriadoras de agua por absorción, adsorción, líquidos y sólidos desecantes, entre otros. Estas tecnologías pueden ser accionadas con vapor, agua caliente o gases de escape provenientes de las tecnologías de cogeneración. La temperatura de activación y COP de algunos de estos equipos activados térmicamente se presentan en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Tecnologías activadas térmicamente.

Tecnologías activadas térmicamente	Temperatura de activación (°C)	COP
Absorción	80 -190	0.6 - 0.75 Simple efecto 1 - 1.3 Doble efecto 1.3 - 1.7 Triple efecto
Adsorción	80 -300	0.3-0.8
Líquidos desecantes	40 -90	0.5 - 1.5
Sólidos desecantes	80-150	0.5 – 1
Reacciones químicas	80 -300	1.2 - 0.2
Eyector	80 -150	0.3 - 0.8

- *Enfriadoras de agua por absorción*

Una enfriadora de agua por absorción es una máquina que es accionada mediante calor y puede producir agua fría para aplicaciones de climatización y refrigeración. Tradicionalmente la producción de agua fría para climatización y refrigeración se realiza por medio de sistemas convencionales de compresión mecánica de vapor. En estos sistemas de compresión, el ciclo es activado usando energía eléctrica en el compresor. El proceso de un ciclo convencional de vapor y de un ciclo de refrigeración por absorción es representado en la Figura 1.21 y 1.22.

En el ciclo de absorción presentado en la Figura 1.22, el vapor refrigerante proveniente del evaporador es absorbido a baja presión por una solución absorbente/refrigerante en el absorbedor. En este proceso de absorción del refrigerante, cierta cantidad de calor es liberada la cuál es disipada usando agua o aire por medio de una corriente externa en el absorbedor. Luego, la solución es bombeada al generador, donde el vapor refrigerante es generado a partir de la ebullición de la solución a presión más alta con la adición de calor a temperatura elevada. Seguidamente el vapor es condensado a alta presión y temperatura con la disipación de calor o bien al ambiente o en el agua de refrigeración que fluye en el condensador.

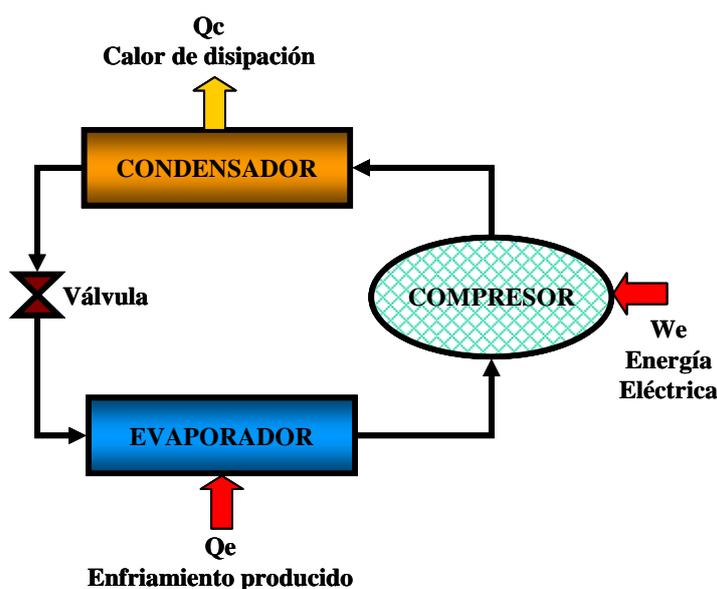


Figura 1.21. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo de compresión de vapor, el refrigerante es comprimido y después condensado a una elevada presión y temperatura, transfiriendo calor al ambiente o al agua de refrigeración en el condensador. Seguidamente el refrigerante condensado a alta presión es retornado a través de la válvula de expansión al evaporador, para absorber calor una vez más desde el agua a refrigerar. En ambos ciclos, el refrigerante líquido fluye dentro del evaporador y absorbe calor desde el agua a enfriar, y se evapora a una temperatura y presión baja.

El ciclo de absorción difiere del ciclo de compresión de vapor en la circulación de la solución entre el absorbedor, intercambiador de calor, bomba, generador y válvula de expansión. Todos estos elementos reemplazan al compresor en el sistema de compresión de vapor. También la energía eléctrica requerida por la bomba es mucho menor que la requerida por el compresor. En el ciclo de absorción el calor debe ser suministrado en el generador para producir refrigerante en forma de vapor y adicionalmente el calor debe ser removido en el absorbedor.

Los ciclos de absorción, utilizan como fluido de trabajo una mezcla de saturación de la solución compuesta por un refrigerante y un absorbente, por lo cual la temperatura puede modificarse cambiando la presión o la composición de la solución. Las mezclas de trabajo más utilizadas son agua/bromuro de litio ($H_2O/LiBr$) y amoníaco/agua (NH_3/H_2O) [34]. En el sistema de agua/bromuro de litio el refrigerante es el agua, por lo que las aplicaciones utilizadas son para temperaturas mayores de 5 y 7 °C en la producción de agua fría para climatización y algunos procesos que se necesite esta temperatura. En los sistemas de amoníaco/agua el amoníaco actúa como refrigerante; las aplicaciones pueden ser tanto para climatización como para procesos industriales donde se necesiten temperaturas de inferiores de 0 °C hasta -50 °C.

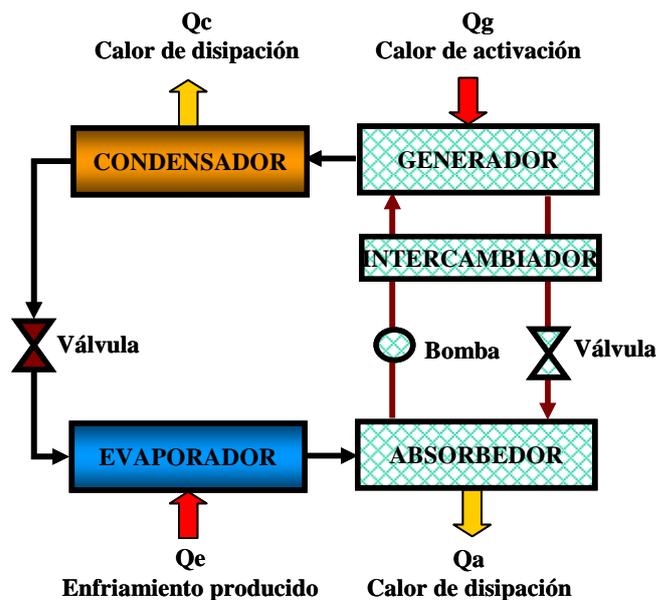


Figura 1.22. Ciclo de refrigeración por absorción.

1.3.3.1. Sistema de refrigeración por absorción de agua/bromuro de litio

Los sistemas de agua/bromuro de litio, poseen muchas ventajas; entre ellas se encuentran que los equipos son fiables y flexibles con buenas prestaciones a carga parcial, utilizan un refrigerante natural, y es posible utilizar diferentes fuentes de calor para su activación. Estos equipos poseen un amplio grado de potencias para su uso y es una tecnología consolidada en el mercado. Sin embargo, la solubilidad del absorbente, LiBr, en el agua es limitada. Esto restringe la temperatura máxima en el absorbedor, por lo que se puede tener problemas de cristalización si no se toman las medidas adecuadas [34]. Los sistemas de refrigeración por absorción de agua/bromuro de litio pueden ser divididos dependiendo de la recuperación interna de calor dentro del ciclo. Entre estos están los de simple efecto, doble efecto y triple efecto.

- *Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio*

El diseño más simple de un sistema de refrigeración de agua/bromuro de litio se representa en la Figura 1.22, que representa a su vez un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto (SE). El ciclo básico de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, consiste en cuatro procesos básicos: absorción, generación, condensación y evaporación.

Las temperaturas típicas de funcionamiento para un sistema de agua/bromuro de litio de simple efecto son de 70 a 80 °C en la etapa de generación, 35 °C en el rechazo de calor a temperatura intermedia y 5 °C en la de evaporación. En la Tabla 1.3 se presentan las características de funcionamiento de las enfriadoras de absorción de agua/bromuro de litio de simple efecto.

Tabla 1.3. Características típicas de las enfriadoras de agua/bromuro de litio de simple efecto.

Características de funcionamiento	
Vapor de accionamiento (kPa)	160 a180
Consumo de vapor por kW de refrigeración (kW)	1.48 a 1.51
Agua caliente de accionamiento (°C)	115 a 132 (88 °C para pequeñas potencias)
Potencia térmica de activación por kW de refrigeración (kW)	1.51 a 1.54, y hasta 1.43 kW para pequeñas potencias
Agua de enfriamiento, Temp. de entrada (°C)	30
Caudal de agua por kW de refrigeración (ml/s)	65, 115 para máquinas pequeñas
Temperatura del agua fría (°C)	6.7
Caudal de agua fría, por kW de refrigeración (ml/s)	43 para máquinas pequeñas
Potencia eléctrica, por kW de refrigeración (W)	3 a 11 con un mínimo de 1 kW para máquinas pequeñas

El coeficiente de operación de la máquina, COP , está dado por el frío producido en el evaporador, Q_e , dividido por el calor de alimentación del generador, Q_g , como se define en la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (1.2)$$

- *Sistema de refrigeración por absorción de agua/bromuro de litio de doble efecto*

En la Figura 1.23 se esquematiza una enfriadora por absorción de doble efecto (DE). La operación del ciclo es muy similar a la de simple efecto. El generador de alta es calentado mediante una fuente térmica externa, para que hierva la solución diluida (pobre en sal).

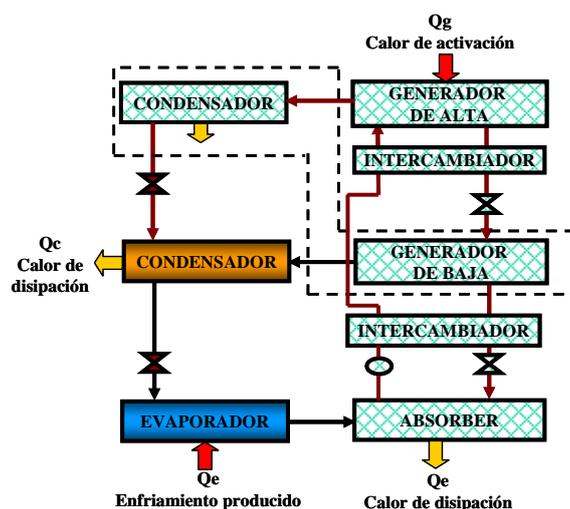


Figura 1.23. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto en paralelo

La presión del vapor en el generador se encuentra alrededor de 100 kPa. Este vapor fluye por el interior de los tubos al otro generador en donde tiene lugar el segundo efecto (recuperación interna de calor) a la presión del vapor refrigerante, la temperatura de condensación es lo suficientemente alta como para hacer hervir la solución

concentrada en sal, que se encuentra en el exterior de los tubos en el generador de baja, produciendo un vapor de refrigerante adicional sin necesidad de consumir energ3a primaria adicional. La soluci3n que sale del generador de baja se precalienta mediante el intercambio de calor con la soluci3n diluida que viene del generador de alta. En la Tabla 1.4 se presentan las caracter3sticas generales t3picas de las enfriadoras por absorci3n de doble efecto.

Tabla 1.4. Caracter3sticas de las enfriadoras de agua/bromuro de litio de doble efecto.

Caracter3sticas de funcionamiento	
Vapor de accionamiento (kPa)	890
Consumo de vapor por kW de refrigeraci3n (W)	780 a 810
Agua caliente de accionamiento (°C)	188
Potencia t3rmica de activaci3n por kW de refrigeraci3n(kW)	0.83
Agua de enfriamiento, Temp. de entrada (°C)	30
Caudal de agua por kW de refrigeraci3n (ml/s)	65, 80
Temperatura del agua fr3a (°C)	7
Caudal de agua fr3a, por kW de refrigeraci3n (ml/s)	43
Potencia el3ctrica, por kW de refrigeraci3n (W)	3 a 11

En los ciclos de refrigeraci3n de doble efecto la circulaci3n de la soluci3n se puede hacer en diversas formas, entre ellas se encuentran la circulaci3n en flujo paralelo, en serie y en paralelo-serie. En el flujo en paralelo la soluci3n que sale del absorbedor es bombeada en proporciones adecuadas a cada uno de los dos generadores pasando por los intercambiadores de calor de alta y de baja temperatura. Ambas corrientes de retorno de cada generador son mezcladas antes de entrar en el absorbedor. Esta forma de circulaci3n se presenta en la Figura 1.24 a).

En el flujo en serie (Figura 1.24 b)) la soluci3n que sale del absorbedor es bombeada pasando directamente por el intercambiador de alta temperatura para entrar al generador de alta. Seguidamente, la soluci3n pasa al generador de baja, y al absorbedor circulando previamente por cada uno de los intercambiadores de calor del ciclo.

En el caso del flujo en paralelo invertido (Figura 1.24 c)) la soluci3n que sale del absorbedor es bombeada pasando a trav3s del intercambiador de calor de baja temperatura y a trav3s del generador de baja, luego pasa por el intercambiador de alta, hasta llegar al generador de alta. A la salida del generador de alta, la corriente es enviada directamente al absorbedor pasando por el intercambiador de baja.

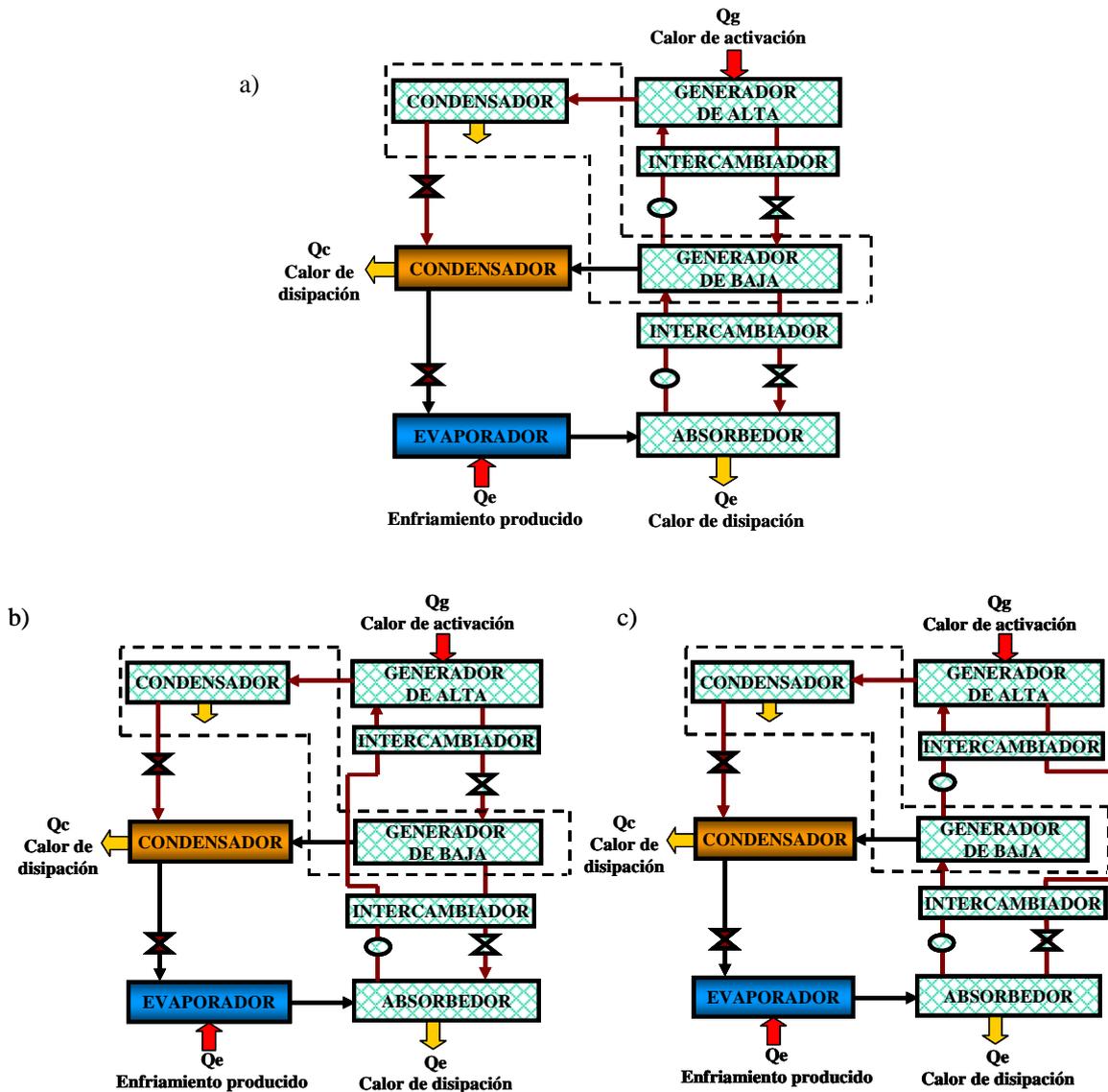


Figura 1.24. a) Ciclo de refrigeración por absorción doble efecto en paralelo. b) doble efecto paralelo en serie c) doble efecto paralelo-invertido

En general de las tres formas de circulación de la solución en el ciclo de doble efecto, el ciclo de doble efecto en paralelo tiene muchas ventajas en comparación con el flujo en serie y el paralelo invertido, ya que el flujo de la solución en cada intercambiador es sólo la mitad del flujo de la circulación en serie. En general, el flujo en paralelo necesita una menor cantidad de calor de activación en comparación con las de flujo en serie [34].

- *Sistema de refrigeración por absorción de agua/bromuro de litio de simple/doble efecto*

El ciclo de refrigeración por absorción de simple/doble efecto (SE/DE) proviene de la modificación de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto, donde el generador de baja es modificado para poder operar como simple efecto además de doble efecto. Este tipo de sistemas facilita una óptima adaptación con los sistemas de cogeneración, especialmente con los motores alternativos, utilizando simultáneamente

las fuentes de calor provenientes de los gases de escape y del circuito de agua de refrigeración del motor.

Según algunos estudios con la utilización de un ciclo de simple/doble efecto, se pueden obtener un aumento de la capacidad de refrigeración alrededor del 25 % en comparación a una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto, activada solamente con una sola fuente de calor residual (gases de escape, agua caliente o vapor de agua) [35]. En un ciclo de simple/doble efecto, el sistema puede definirse como una combinación de una máquina de refrigeración de absorción de simple y doble efecto en la cual el generador de alta es activado por una fuente de alta temperatura y el generador de baja es activado con una fuente de baja temperatura. El principio de funcionamiento se ilustra en la Figura 1.25.

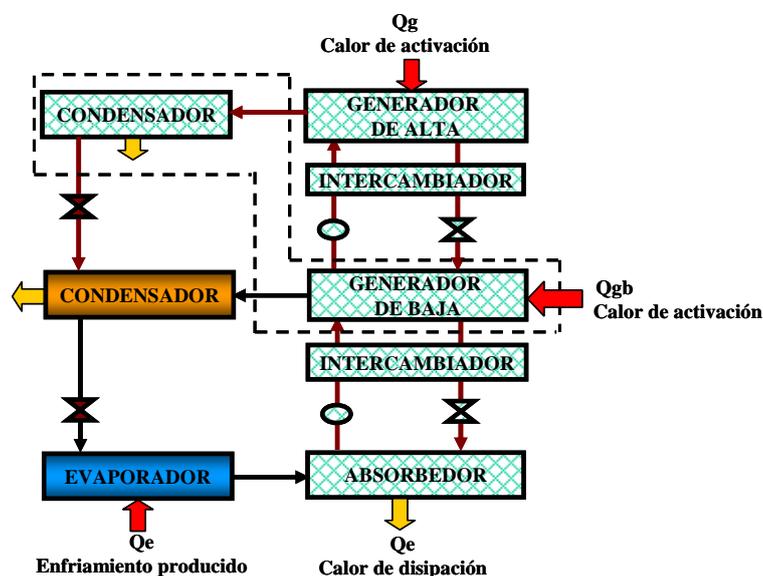


Figura 1.25. Simple/Doble efecto: activado con calor a alta temperatura y baja temperatura.

La integración de un ciclo de absorción de simple y doble efecto y su activación a dos niveles de temperatura da como resultado un COP promedio alrededor de 0.95, provocando un aumento de la capacidad de refrigeración cercano a un 25 % en comparación a un ciclo de doble efecto.

1.3.3.2. Sistema de refrigeración por absorción de amoníaco/agua de simple efecto

El principio de funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción de amoníaco/agua de simple etapa es igual al de agua/bromuro de litio de simple efecto. La principal diferencia es la poca diferencia de volatilidades de el amoníaco y el agua, en comparación con la existente en el sistema de agua/bromuro de litio. En el generador del ciclo no solamente se evapora amoníaco, sino también se produce una cierta cantidad de vapor de agua. La presencia de agua provoca problemas en el evaporador, la misma se evapora con más dificultad que el amoníaco, provocando una acumulación de agua que dará lugar a un aumento de presión, impidiendo la refrigeración a la

temperatura deseada. Para evitar este problema se añade un rectificador, o sistema de purificación de la corriente de refrigerante, con la finalidad de separar el agua contenida en el vapor a la salida del generador. En la Figura 1.26 se presenta un ciclo básico de amoníaco/agua.

Unas de las principales ventajas del sistema de absorción de amoníaco/agua es que con él se pueden obtener temperaturas de agua fría de hasta $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$. También el amoníaco es soluble en agua en todas las concentraciones, por lo tanto el ciclo puede refrigerarse por aire, prescindiendo de la torre de refrigeración y de las necesidades del mantenimiento asociados a ella. Dentro de las desventajas se pueden considerar que el refrigerante trabaja a presiones muy altas y el absorbente posee una alta volatilidad, por lo que se necesita de la utilización de un rectificador.

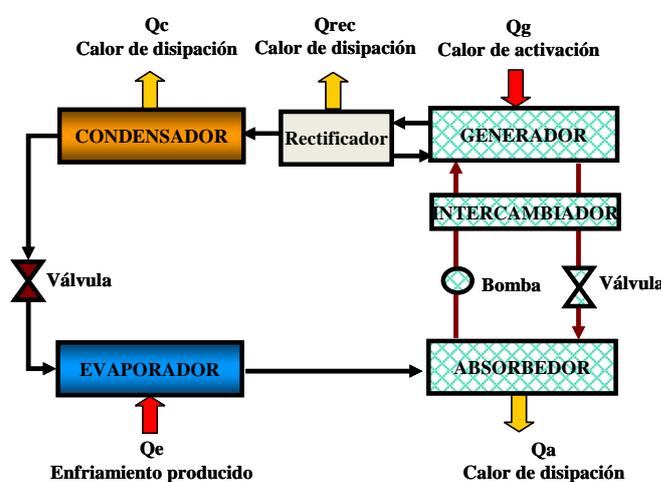


Figura 1.26. Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco/agua de simple etapa.

1.4. ESTADO DEL ARTE DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN

En esta sección se presenta el estado de arte de los componentes de los sistemas de trigeneración. Primeramente se presenta la situación actual de las tecnologías de cogeneración. Asimismo, se exponen los equipos de recuperación de calor utilizados en los sistemas de trigeneración, y se describen tanto los dispositivos comerciales, como los últimos desarrollos que se han realizado para integrar estos equipos con enfriadoras de agua activadas térmicamente. Por otra parte, se presenta la situación actual del uso de las tecnologías de refrigeración en una muestra de diferentes instalaciones en Europa. También se presentan las principales empresas fabricantes de enfriadoras activadas térmicamente y las prestaciones de cada ellas. Por último, se presentan algunas instalaciones y desarrollos de configuraciones de trigeneración existentes, estudiadas en la literatura, utilizadas para el suministro de energía en edificios. En las mismas se engloban activaciones de forma indirectas (básicas) y de forma directa (avanzadas), las cuales han sido reportadas recientemente.

1.4.1. Tecnologías de cogeneración

1.4.1.1. Microturbinas de gas

Existen más de veinte compañías en todo el mundo relacionadas con el desarrollo y la comercialización de microturbinas para aplicaciones de cogeneración. Algunos de los equipos y los fabricantes de microturbinas existentes en el mercado, con sus principales características se presentan en la Figura 1.27 y la Tabla 1.5. La compañía Capstone es la líder fabricación y comercialización de las microturbinas y se encuentra localizada en Chatsworth, California. Esta empresa ofrece microturbinas en un rango de 30 a 60 kW_e. Por su parte la compañía Elliot situada en Stuart, Florida, desarrolla un prototipo de 80 kW_e. En Europa, la compañía Turbec, suministra el modelo de microturbina Turbec de 100 kW_e para aplicaciones comerciales y la compañía Bowman Power localizada en Reino Unido desarrolló el modelo TG80 para aplicaciones móviles y estacionarias de potencia. Igualmente la Empresa Ingersoll Rand de Portsmouth, New Hampshire desarrolla y comercializa el modelo PowerWorks de 70 kW_e.



Figura 1.27. Microturbinas comercialmente disponibles por fabricantes.

Tabla 1.5. Modelos de microturbinas y sus prestaciones técnicas por fabricantes.

Fabricantes	Capstone Turbine		Elliot Energy Systems	Turbec	Bowman Power	Ingersoll Rand
Modelo	C30	C60	Elliot	T100	TG 80CG	PowerWorks
Potencia eléctrica (kW _e)	30	60	100	105	80	70
Eficiencia eléctrica (%)	26	28	29	33	27	29
Potencia térmica recuperada (kW)	60	110	172	155	150	100
Combustible (kW)	Gas Natural Biogas	Gas Natural Biogas	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural

1.4.1.2. Motores alternativos de combustión interna

Existen en el mercado una gran cantidad de fabricantes de motores alternativos de combustión interna de elevada potencia, no obstante el mercado más innovador referente

a estos motores es el de la microgeneraci3n. La microgeneraci3n se refiere a las tecnologías de cogeneraci3n basadas en pequeños motores alternativos a gas o con otros combustibles, que se caracterizan por generar una pequeña potencia eléctrica. Algunos de los equipos de pequeña potencia comercialmente disponibles se presentan en la Figura 1.28 y sus principales prestaciones, se resumen en la Tabla 1.6.



Figura 1.28. Motores de combusti3n interna comercialmente disponibles por fabricantes.

Tabla 1.6. Modelos de motores de combusti3n interna y sus prestaciones técnicas por fabricantes.

Fabricantes	Senertec	Powerplus Technologies GmbH	Tedom	Avesco/CAT	Honda
Modelo	Dachs	Ecopower	Micro T30	MAN E0824E 301	Ecowill
Potencia eléctrica (kW _e)	5.5 / 5	4.7	30	42	1
Eficiencia eléctrica (%)	27	24	27	33	20
Potencia Térmica recuperada (kW)	12.5	12.5	62	63	3.5
Combustible	Gas Natural o LPG	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural

1.4.1.3. Pilas de combustible

Comercialmente existen muchos fabricantes para los diferentes tipos de pilas de combustible sin embargo, entre los fabricantes de pilas de pequeña potencia la gran mayoría se encuentran en el grupo de las pilas tipo PEMFC (Pilas de combustible de membrana de intercambio de protones). En la Figura 1.29 se presenta una vista de cada una de las pilas comercialmente disponibles, por su parte en la Tabla 1.7 se presentan los principales fabricantes de pilas de pequeña potencia y sus prestaciones.



Figura 1.29. Pilas de combustibles comercialmente disponibles por fabricantes.

Tabla 1.7. Modelos de pilas de combustible y sus prestaciones técnicas por fabricantes.

Fabricantes	ProtonMotor Gmbh	Teledyne	Vaillant	Hydrogenics	Nuvera Fuel cell
Modelo	PM 200	NG2000	Vaillant	Ecopower cabinet	Nuvera
Potencia eléctrica (kW _e)	8.3	7.2	4.6	8	5
Eficiencia eléctrica (%)	52	-	35	55	9
Combustible	Hidrógeno	Hidrógeno	Hidrógeno	Hidrógeno	Hidrógeno

1.4.1.4. Motores Stirling

Los motores Stirling son una alternativa en la generación de potencia al motor alternativo de combustión interna y debido a su elevada flexibilidad con otras fuentes de energía y el bajo nivel de ruido, las aplicaciones pueden ser ventajosas. Sin embargo, actualmente este tipo de motores no se encuentran muy comercializados y los costes no son muy competitivos. En la Figura 1.30, se presentan los motores Stirling disponibles en el mercado, Entre los principales fabricantes de los motores Stirling existentes en el mercado se encuentran los mostrados en la Tabla 1.8 se muestran las características y prestaciones de los motores Stirling existentes en el mercado.



Figura 1.30. Motores Stirling comercialmente disponibles por fabricantes.

Tabla 1.8. Modelos de motores stirling y sus prestaciones técnicas por fabricantes.

Fabricantes	Whispegen	Baxi Ecogen	HRE-Boiler	Solo 161
Modelo	Whispegen	Baxi Ecogen	HRE-Boiler	Solo 161
Potencia eléctrica (kW _e)	1	1	1	9
Eficiencia eléctrica (UNI)	12	13.5	12.5	25
Potencia Térmica recuperada (kW _{th})	7	6	6.4	26
Combustible	Gas natural	Gas natural	Gas natural	Gas natural, LPG, biogas, biomasa

1.4.2. Equipos de recuperación de calor residual en los sistemas de trigeneración

1.4.2.1. Recuperación de calor para generar agua caliente a partir de los gases de escape

La recuperación de calor para generar agua caliente utilizando el agua caliente provenientes de las camisas de los motores, refrigeración de pilas de combustible y gases de escape está apoyada generalmente en intercambiadores de calor. Recientemente se han desarrollado muchos recuperadores para recuperar calor proveniente de gases de escape con el fin de generar agua caliente; la mayoría necesitan mucho espacio y presentan una baja eficiencia térmica. Con la iniciativa de mejorar estos aspectos, la empresa Gasunie Engineering & Technology, ha desarrollado un recuperador de pequeño tamaño para generar agua caliente en aplicaciones con microtubinas, con una elevada eficiencia térmica, Figura 1.31.

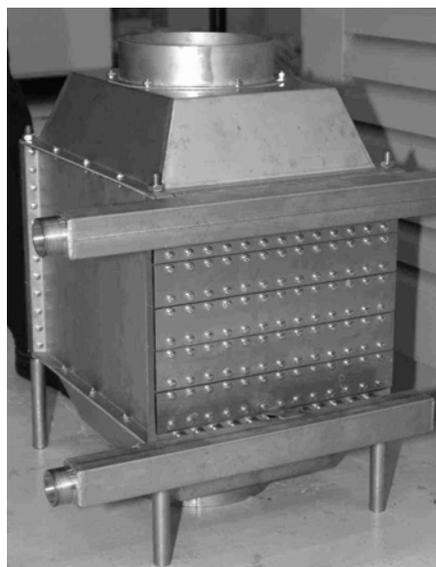


Figura 1.31. Prototipo de recuperador compacto gases/agua para aplicaciones con microturbinas [36].

Entre las características principales de este recuperador se encuentra que en la transferencia de calor, la diferencia de temperatura máxima es de 5 °C entre el agua caliente de entrada y los gases de escape a la salida, posee un diseño compacto, en una carcasa individual y un largo ciclo de vida útil.

1.4.2.2. Recuperación de calor de gases de escape en equipos de absorción

La recuperación directa del calor proveniente de los gases de escape es uno de los métodos más efectivos para mejorar la eficiencia de las máquinas de refrigeración por absorción. De esta manera pueden ser activadas a alta temperatura, sin necesidad de calentar un fluido intermedio de transferencia de calor.

Los intercambiadores de calor más estudiados para su uso como generadores con activación directa con gases de escape son del tipo tubo y carcasa de flujo tubular de los gases de escape, con circulación natural de la solución agua/bromuro de litio [37]. Estos generadores son utilizados comúnmente en aplicaciones con motores o microturbinas de gas, algunas instalaciones son utilizadas también con pilas, una representación de este sistema puede ser apreciado en la Figura 1.32.

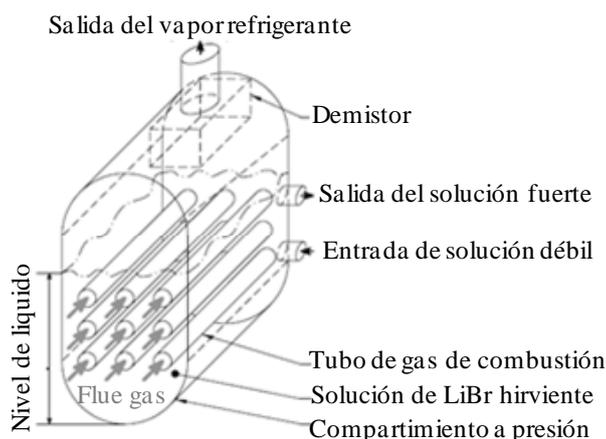


Figura 1.32. Esquema de un generador para aprovechamiento de gases de escape (Circulación de gas por tubos) [37].

La Figura 1.33, presenta un generador de flujo cruzado. En este caso el flujo de los gases circula de forma perpendicular a los tubos por donde circula la solución de agua/bromuro de litio, la cual está contenida en el recipiente al vacío. En los generadores de flujo cruzado en banco de tubos, el diseño no es voluminoso y no es necesaria una elevada presión de vacío. Lo que da una opción para una reducción en tamaño y peso. También para facilitar la ebullición dentro del generador, los tubos pueden ser aleteados parcialmente o totalmente, Figura 1.33 b) y c).

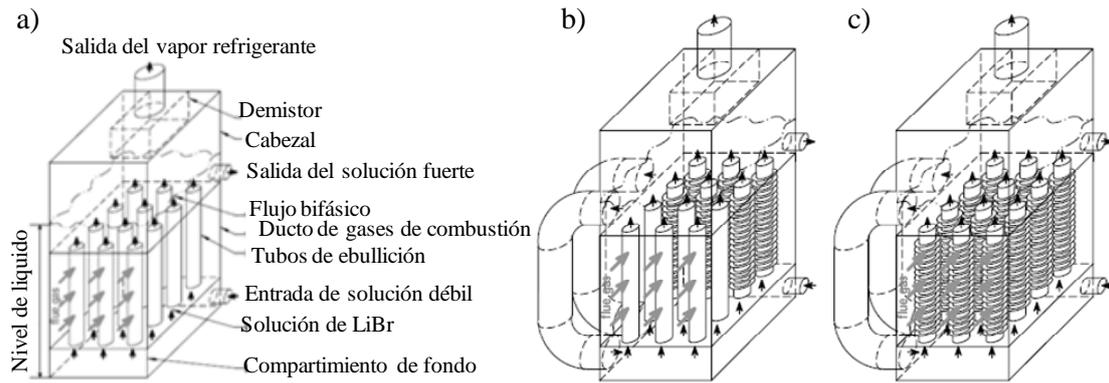


Figura 1.33. Generador con convecci3n natural de flujo cruzado con a) tubos lisos, b) tubos aleteados parcialmente y c) tubos aleteados totalmente [37].

Todos estos esfuerzos en los diseños son en funci3n de desarrollar m3quinas que puedan usar el calor residual directamente de los gases de escape de las tecnologías de cogeneraci3n, obteniendo as3 menores p3rdidas y elevadas eficiencias en la recuperaci3n de calor.

1.4.3. Tecnologías de refrigeraci3n activadas t3rmicamente

1.4.3.1. Enfriadoras de agua por absorci3n comercialmente disponibles

La Figura 1.34 muestra la distribuci3n porcentual de las tecnologías comerciales activadas t3rmicamente que han sido instaladas en diferentes localizaciones a nivel mundial; En ella se aprecia como las de mayor dominio son las tecnologías de refrigeraci3n por absorci3n con un 71 % del porcentaje de uso [38].

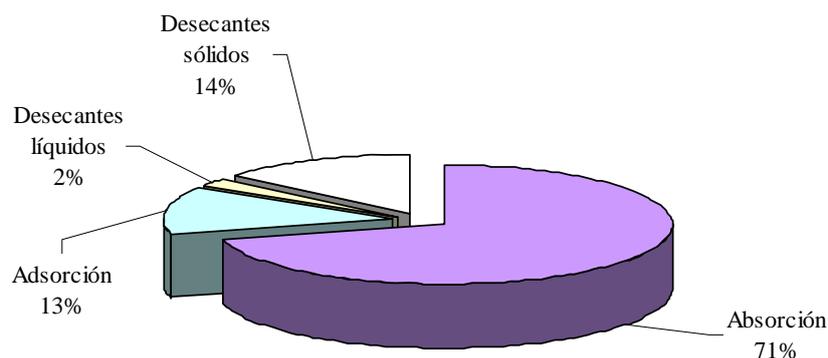


Figura 1.34. Porcentaje de uso de diferentes tecnologías activadas t3rmicamente en 113 instalaciones a nivel mundial [38]

El mercado de las tecnologías de absorci3n se encuentra distribuido por diferentes compańas fabricantes, como se aprecia en la Figura 1.35, siendo la de mayor implantaci3n la compańa Yazaki con 40 % del mercado mundial.

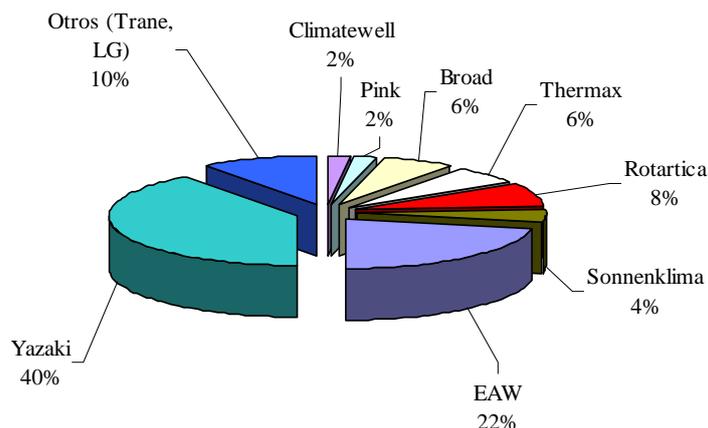


Figura 1.35. Distribuci3n comercial en el mercado de las tecnologías por absorci3n activadas térmicamente [38]

- *Enfriadoras de agua por absorci3n de agua/ bromuro de litio, H₂O/LiBr, de pequeña potencia comercialmente disponibles*

Los equipos comerciales más ampliamente utilizados en el rango de pequeña potencia de H₂O/LiBr de simple efecto se muestran en la Figura 1.36. En esta figura se presentan los prototipos de las enfriadoras de las compañías Rotartica, Sonnenklima, Yazaki, Thermax y EAW.



Figura 1.36. Equipos comerciales de pequeña potencia de agua/bromuro de litio de simple efecto.

En el caso de la enfriadora de la compañía Rotartica, se trata de una enfriadora de agua por absorci3n de simple efecto con una alta eficiencia para aplicaciones de pequeño tamaño (viviendas unifamiliares, edificios, etc). En las aplicaciones existe la posibilidad de prescindir de la torre de refrigeraci3n utilizando un aero-thermo para la disipaci3n de calor [39-40].

La enfriadora comercializada por la compañía Sonnenklima, es un modelo de enfriadora de absorci3n de pequeña potencia disponible para trabajar a bajas temperaturas a partir

55 °C, lo cual puede facilitar la utilización de sencillos colectores planos solares o calor residual proveniente de sistemas de cogeneración. Este equipo posee unas proporciones que permiten su fácil manejo, con un mantenimiento muy reducido [41].

Por su parte, la empresa Yazaki tiene consolidado en el mercado enfriadoras por absorción de diversos tamaños. La serie de enfriadoras WFC SC, posee diferentes modelos para aplicaciones de pequeña potencia de simple efecto. Estas potencias frigoríficas están comprendidas entre 17.6 y 105 kW [42].

La compañía Thermax con amplia experiencia en el mercado de la absorción, dispone de los modelos Cogenie para pequeñas potencias, que pueden alcanzar temperaturas de agua enfriada de hasta 4.5 °C. Estas máquinas pueden funcionar con agua caliente a temperatura entre 70 y 110 °C. Con el lanzamiento de esta línea de pequeña escala, Thermax ha ampliado sus beneficios en proyectos para aplicaciones de menor escala, como lo son las aplicaciones con tecnologías de cogeneración [43].

La empresa alemana Energieanlagenbau Westenfeld GmbH, (EAW), suministra enfriadoras por absorción de serie EAW Wegracal SE de 15, 30, 50 y 80 kW de potencia frigorífica. Estas enfriadoras de absorción utilizan agua caliente para su activación en un nivel alrededor de 85 °C, gracias a su diseño específico tiene como ventaja una optima transferencia de calor. La temperatura del agua fría que produce la enfriadora es alrededor de 8 °C. Diversas aplicaciones se han realizado con las enfriadoras de la empresa EAW, demostrando su aplicabilidad para viviendas [44, 45, 46].

En la Tabla 1.9 se presentan las prestaciones más importantes de las enfriadoras por absorción de agua/bromuro de litio de las compañías mencionadas anteriormente. En el caso de la enfriadora de empresa Yazaki, sólo se presenta el modelo WFC SC 10.

Tabla 1.9. Potencia frigorífica y temperatura de activación de los equipos de refrigeración por absorción de simple efecto [39- 44]

Marca	Rotartica		Sonnenklima		Yazaki		Thermax		EAW	
Tecnología	Simple efecto		Simple efecto		Simple efecto		Simple efecto		Simple efecto	
Modelo	45		SunInverse		WFC SC 10.		Cogenie LT1.		Wegracal SE 50	
	Potencia (kW)	Temp. (°C)	Potencia (kW)	Temp. (°C)						
COP	0.67		0.66		0.7		0.7		0.75	
Agua Caliente	6.7	90	15	95	50.2	88	50	90.6	72	86
Agua fría	4,5	10 (*)	10	6 (*)	35.2	7 (*)	35	6.7 (*)	54	9
Agua Disipación	10,8	30	25	30	85.5	31	85	29.4	126	27

*Temperatura nominal de salida del agua del evaporador

La gran mayoría de las enfriadoras de agua por absorción de doble efecto existentes en el mercado disponen de potencias mayores a 150 kW. Entre las compañías que poseen una amplia trayectoria en el mercado se encuentran las empresas Broad y Yazaki con una amplia gama de potencias frigoríficas en sus enfriadoras. La compañía Broad ha desarrollado la línea BCT con las potencias de 16, 23, 70, 115 kW. En la Figura 1.37 se presentan las enfriadoras de las compañías Yazaki y Broad y en la Tabla 1.10 los datos principales de funcionamiento de sus enfriadoras.



Figura. 1.37. Equipos comerciales de pequeña potencia de agua/bromuro de litio de doble efecto.

Tabla 1.10. Potencia y temperatura de los equipos de refrigeración por absorción de doble efecto [42, 47].

Marca	Broad		Yazaki	
Tecnología	Doble efecto		Doble efecto	
Modelo	BCT 16		CH-K30.	
	Potencia (kW)	Temperatura (°C)	Potencia (kW)	Temperatura (°C)
COP	1.1		1.1	
Agua Caliente	14.54	160 (Vapor)	103	(combustible)
Agua Fría	16	7	105	7 (*)
Agua Disipación	30	30	191	29.5

*Temperatura nominal de salida del agua del evaporador

- *Enfriadoras de agua por absorción de amoníaco/ agua, NH₃/H₂O, de pequeña potencia comercialmente disponibles*

Algunos de los equipos comerciales de pequeña potencia de amoníaco/agua se presentan en la Figura 1.38. El primero de ellos es fabricado y distribuido por la compañía Solarnext, modelo Pink (Chilli PSC 10 y 12). Esta compañía posee una variedad de enfriadoras de diferentes tamaños enfocadas a aplicaciones residenciales. El modelo de la enfriadora de agua, Chilli PSC 10 y 12, ha sido evaluado en diversas

aplicaciones de edificios y en ensayos experimentales, presentando buenos rendimientos a diferentes temperaturas de activación [48, 49].



Figura 1.38. Equipos de refrigeración por absorción comerciales de pequeña potencia de amoníaco/agua de simple efecto.

La empresa Solarnext también distribuye la enfriadora de agua AGO Congelo modelo Chilli ACC50, esta enfriadora es posible utilizarla para aplicaciones donde se necesite temperaturas por debajo de 0 °C con una potencia de 50 kW [50]. Por otra parte, la empresa Robur con una amplia trayectoria en la fabricación de equipos de amoníaco/agua de pequeña potencia posee enfriadoras de agua que pueden emplear como combustible gas natural o gas licuado de petróleo. En la Tabla 1.11 se presentan las prestaciones de las enfriadoras por absorción de amoníaco/agua de pequeña potencia. La enfriadora Robur es una versión modificada que puede ser activada utilizando aceite térmico como fluido de activación en el generador y es refrigerada utilizando aire a temperatura ambiente [51].

Tabla 1.11. Potencia y temperatura de los equipos de refrigeración por absorción [49-51].

Marca	Pink		AGO		ROBUR	
Tecnología	Simple efecto		Simple efecto		Simple efecto	
Modelo	PSC12		ACC50		ACF 60 TK	
	Potencia (kW)	Temperatura (°C)	Potencia (kW)	Temperatura (°C)	Potencia (kW)	Temperatura (°C)
COP	0.65		0.54		0.7	
Agua Caliente	12	85	91.5	115	21.6	215 **
Agua Fría	18.2	6	50	-10	16	7.2 *
Agua Disipación	30.5	24	141.5	25	37.8	24

*Temperatura nominal de salida del agua del evaporador.

**Temperatura de entrada en el generador (aceite térmico).

1.4.4. Sistemas de trigeneración existentes

Muchos estudios se han llevado a cabo acerca de configuraciones de trigeneración, utilizando motores de combustión interna. Entre ellos se encuentra el realizado por Midment y Tozer en 2002 donde se realizó la evaluación de cinco configuraciones con motor y diferentes enfriadoras de absorción [52]. El estudio reveló que el uso de configuraciones de trigeneración puede ser atractiva en términos de ahorro de energía primaria y de reducción de emisiones de CO₂, en comparación con la producción de energía de sistemas convencionales. Otro estudio en el cual se incluyen un análisis energético y económico fué realizado por Chicco y Mancarella en 2006, en el cuál se compara seis diseños diferentes para la producción de frío, donde uno de ellos, no es una configuración de trigeneración [53]. En este estudio se examinó el efecto de la variación del precio de la electricidad y el gas natural en el período de retorno. El análisis provee un marco razonable para el análisis de distintas configuraciones de trigeneración.

Por otra parte, en la Universidad Jiao Tong, se ensayó una configuración de trigeneración básica para aplicaciones domésticas y pequeños comercios [54-55]. El sistema integra un motor de combustión interna, un sistema de recuperación de calor y una enfriadora de adsorción. Los resultados experimentales demostraron que el sistema puede proveer una potencia eléctrica de 16 kW_e, 10 kW de frío y 35 kW de potencia térmica. En esta configuración, el agua caliente de las camisas ingresa en un intercambiador de calor en el cuál la temperatura es aumentada con el calor de los gases de escape, que circulan en el otro lado del intercambiador, para luego activar la enfriadora de agua por adsorción. La eficiencia global del motor fue de 75 %. En la Figura 1.39 se aprecia un diagrama de flujo de esta configuración.

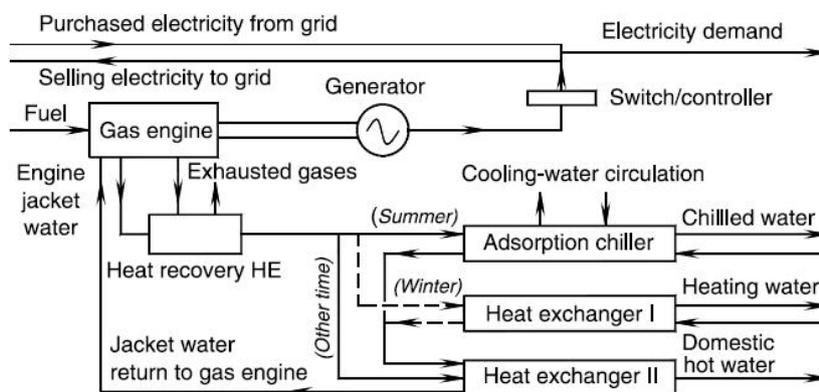


Figura 1.39. Diagrama de la configuración de trigeneración ensayada en la universidad de Jiao Tong [54].

Tambi3n en el proyecto Polysmart, se ensayaron diferentes configuraciones de trigeneraci3n b3sicas, en diversas localizaciones en Europa. En cada una de las instalaciones se utilizaron diferentes tecnolog3as comerciales de cogeneraci3n y activadas t3rmicamente. Un ejemplo de estas instalaciones, es la localizada en Madrid, Espa1a. Este sistema est3 compuesto por un motor Senertec DACHS de 5.5 kWe y 12.5 KW t3rmicos, activado con gas natural; y una enfriadora de agua por absorci3n CLIMATEWELL CW10 con 10 kW de potencia frigor3fica [56]. El sistema se usa para calefacci3n y fr3o de espacios deportivos y puede trabajar de forma independiente del sistema central de climatizaci3n, Figura 1.40.



Figura 1.40. Configuraci3n de trigeneraci3n instalada por le proyecto Polysmart [56].

En el caso de las pilas de combustible, se pueden encontrar en la literatura cient3fica distintas instalaciones con pilas de combustibles y enfriadoras de agua por absorci3n.

Seifert en 2002 estudi3 experimentalmente un sistema formado por una PAFC y una enfriadora de agua por adsorci3n, una enfriadora por compresi3n el3ctrica y un sistema de acumulaci3n t3rmico. En este estudio la recuperaci3n del calor no fue la esperada y el sistema present3 una eficiencia baja a carga parcial [57]. Tambi3n Bizarri en 2006 realiz3 un estudio de una configuraci3n de trigeneraci3n, con pilas tipo PACF, en nueve hospitales y en diferentes escenarios [58]. En el estudio se hizo un an3lisis de las emisiones de CO₂ y se recomend3 una metodolog3a para el dimensionamiento de este tipo de configuraciones. En un trabajo realizado por Weber *et al.* en 2006 se propuso un sistema de trigeneraci3n a partir de una pila de combustible tipo SOFC [59]. En el estudio se realizaron an3lisis detallados de ahorro de emisiones de CO₂ y costos de la implementaci3n y operaci3n en un edificio de oficinas. Los resultados encontrados mostraron un ahorro de emisiones del 30 % y un incremento de los costos de un 70 % en comparaci3n con un sistema convencional.

Una configuraci3n desarrollada para ser usada en un edificio ubicado Kuwait tuvo como objetivo que el sistema fuese conformado por equipos comerciales. Este sistema fue integrado con una pila de combustible tipo PAFC, la cual funcionaba en combinaci3n con un sistema de compresi3n de vapor y una enfriadora de agua/bromuro de litio. El

combustible utilizado por la pila de combustible era gas natural y se usaba propylen glycol en el circuito de recuperación de calor que poseía una potencia eléctrica de 200 kW_e y con 105 kW de energía térmica recuperables a una temperatura de $120 \text{ }^\circ\text{C}$ y de 100 kW a una temperatura de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura. El COP de la enfriadora era de 0.7 y podría producir 73.5 kW . En la Figura 1.41 se observa un diagrama de este sistema de trigeneración [60].

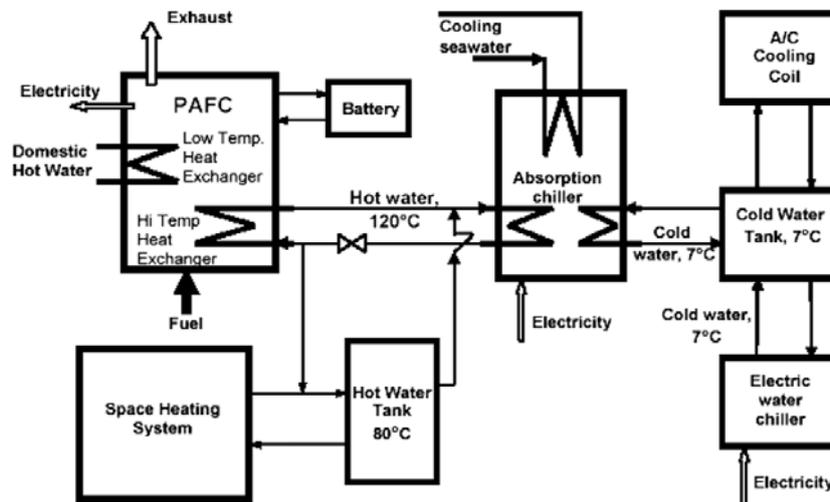


Figura. 1.41. Instalación propuesta con una pila de combustible para un edificio en Kuwait [60].

Muchos estudios de configuraciones de trigeneración con microturbinas, para aplicaciones en edificios se han llevado a cabo. En el estudio realizado por Jalazadaeh-Azar en 2003 se evaluó el impacto de algunos avances tecnológicos, como el uso de tecnologías activadas térmicamente en edificios [61]. El autor analizó cómo una microturbina sin recuperador puede tener un impacto negativo en el total de energía primaria consumida. En el estudio se suministra información de la electricidad producida y del coste de la instalación. Otros estudios realizados por Fairchild *et al.* en 2001 presentaron experimentos para analizar el rendimiento de una microturbina para trigeneración en edificios [62]; siguiendo esta misma línea Labonic *et al.* en 2002 presentaron un trabajo acerca del uso de algoritmos para predecir el rendimiento de una microturbina usada en un sistema de trigeneración [63].

Por otra parte, en estudios económicos y ambientales de configuraciones de trigeneración con microturbinas, Tassou *et al.* en 2007 realizaron un estudio de una configuración de trigeneración en la cuál el período de retorno de la inversión se redujo desde 4.5 a 3 años, cuando el COP de la enfriadora de agua por absorción se incrementaba desde 0.5 a 1 [64]. También hace mención a la sensibilidad económica existente entre la relación precio del gas natural/precio de la electricidad. Sugiriendo que para tener un razonable período de retorno, la relación precio del gas natural/precio de la electricidad debe ser menor de 0.3 . Por su parte Bruno *et al.* en 2009 realizaron un análisis del rendimiento y de los aspectos económicos y ambientales acerca de la utilización de Biogas en configuraciones de trigeneración [65]. Los autores utilizaron

una planta de tratamiento de agua residual como caso de estudio. La mejor configuraci3n seleccionada fue la que pueda usar todo el biogas disponible, consumiendo gas natural adicional para satisfacer toda la demanda de calor.

Una instalaci3n construida por Icogen S.A. en el Tanatorio de l'Hospitalet de Llobregat en Barcelona, Espana, Figura 1.42, muestra una configuraci3n de trigeneraci3n b3sicas que incluyen microturbinas de gas donde se utiliza un fluido de activaci3n intermedio para proveer la potencia t3rmica a las tecnologías de refrigeraci3n. En este proyecto la configuraci3n est3 formada por una microturbina de 80 kW_e, con una potencia t3rmica de 151 KW y una enfriadora de agua por absorci3n de la compańa Broad, con una potencia frigorífica de 105 kW [66]. Actualmente esta instalaci3n est3 fuera de servicio debido a problemas en la instalaci3n.



Figura 1.42. Vista general de la instalaci3n de trigeneraci3n del Hospitalet de Llobregat.

Por otra parte el Instituto de Refrigeraci3n y Criogenia de la Universidad de Shanghai Jiao Tong (SJTU), China, ha llevado a cabo una investigaci3n de un sistema de trigeneraci3n de pequeńa potencia a partir de la integraci3n de un motor de combusti3n interna y una enfriadora de agua por absorci3n. La localizaci3n de la instalaci3n est3 situada en el Hotel Wuxi City en China. El motor de la instalaci3n posee 155 kW y la enfriadora de absorci3n fue fabricada por la empresa china Jiangsu Shuangliang Air Conditioner Equipment Company con un COP alrededor de 1.2 [67]. En la Figura 1.43 se presenta un esquema de esta configuraci3n de trigeneraci3n.

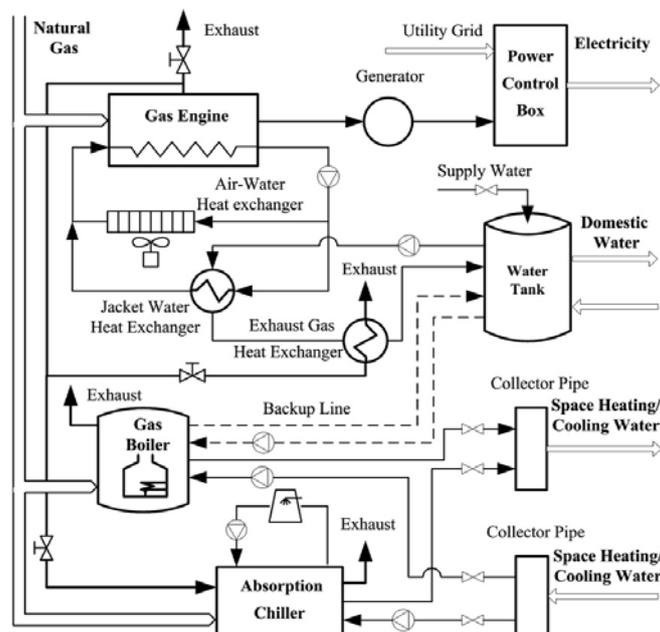


Figura. 1.43. Instalaci3n de trigeneraci3n en el hotel Wuxi City [67].

Dentro de las configuraciones de trigeneraci3n, es necesario el uso eficiente y razonable del calor residual para mejorar la integraci3n de las tecnolog3as de cogeneraci3n y las tecnolog3as activadas t3rmicamente. Una de las opciones de mejoramiento es el uso de la postcombusti3n, en la cual los gases de escape de una microturbina poseen suficiente oxigeno, para ser mezclado con el combustible y producir una postcombusti3n para calentar la soluci3n en un generador y evaporar el refrigerante. En el trabajo presentado por Bruno *et al.* en 2005 se explora esta opci3n, los resultados de la simulaci3n indican que la principal ventaja en comparaci3n con las configuraciones de trigeneraci3n tradicionales, es que es posible activar enfriadoras de agua por absorci3n con un COP m3s alto, pues se pueden activar a una temperatura m3s alta [68]. Otras opciones de mejoramiento se pueden dar con las configuraciones de trigeneraci3n con activaci3n directa, o las nuevas configuraciones de trigeneraci3n con uso simultaneo de los gases de escape y del agua caliente de los motores de combusti3n para activar enfriadoras de absorci3n de simple/doble efecto.

En la actualidad, algunas de estas configuraciones existentes que han sido registradas en la literatura, en su gran mayor3a se encuentran en fase de experimentaci3n. Gao Sun y Lin Xie en 2010 ensayaron una configuraci3n de trigeneraci3n integrada por una microturbina Capstone C30 y una enfriadora de agua por absorci3n con activaci3n directa. El sistema puede proveer 24.5 kW de potencia el3ctrica y 52.7 kW de potencia frigor3fica, consumiendo 106.4 kW de propano. El sistema tiene la opci3n de utilizar un quemador instalado en la enfriadora, cuando 3ste es utilizado, la capacidad frigor3fica aumenta a 136.2 kW. Los resultados mostraron un ahorro de energ3a primaria (PES) alrededor de 12.3 %. Tambi3n se menciona el potencial de ahorro de emisiones al recuperar el calor residual directamente [69].

Pathakji *et al.* en 2010 propone la integraci3n directa de una turbina de gas y una enfriadora de absorci3n, Figura 1.44, [70]. Este diseño no s3lo elimina el uso de los tradicionales intercambiadores de calor para generar vapor o agua caliente, sino muchos accesorios y simplifica la configuraci3n del sistema para proveer una soluci3n viable. El calor que es suministrado por los gases de escape, tienen una temperatura en el rango de 400 a 537 °C, con un elevado flujo m3sico. Estos elevados niveles de temperatura justifican el uso de una m3quina de refrigeraci3n por absorci3n de doble efecto. En la Figura 1.45, se aprecia el diagrama de funcionamiento del sistema de trigeneraci3n con recuperaci3n directa de calor proveniente de los gases de escape propuesto por Pathakji *et al.*

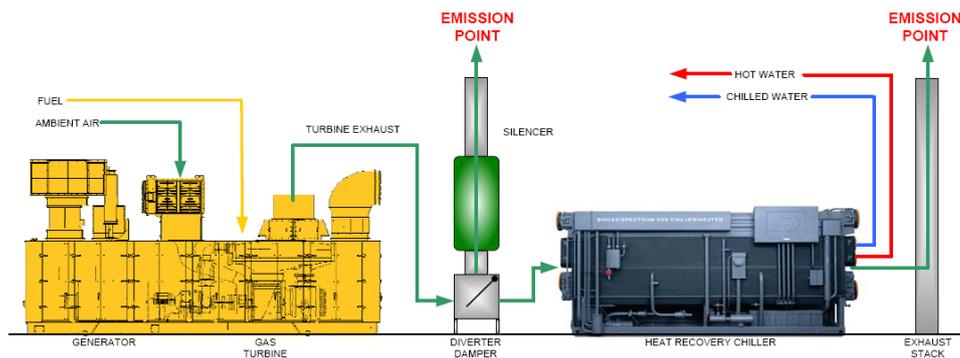


Figura 1.44. Integraci3n del sistema de energ3a con una m3quina de refrigeraci3n por absorci3n propuesto por Pathakji *et al.* [70]

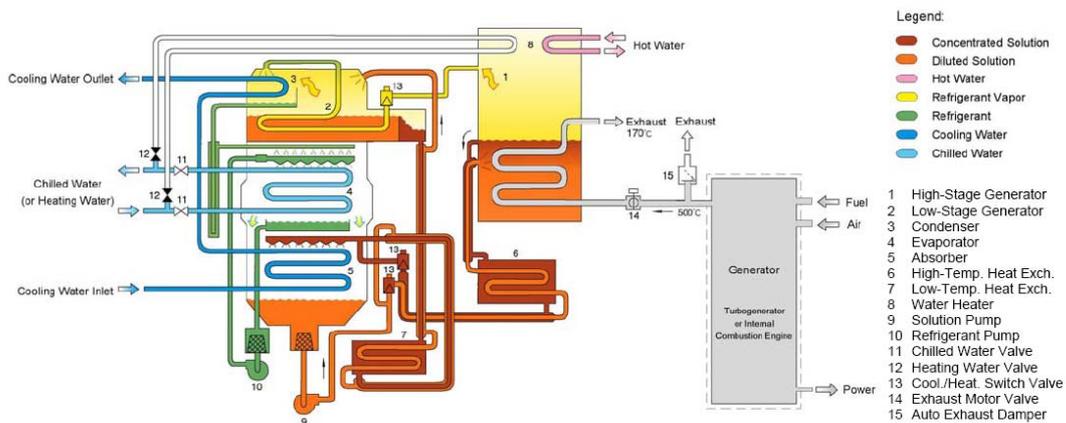


Figura 1.45. Diagrama de sistema de aprovechamiento directo de gases de escape y producci3n simultanea de agua, fr3o y calor [70].

Por su parte, en la Universidad de Maryland, USA, se dispone de un centro de pruebas que cuenta con una enfriadora por absorci3n y una microturbina de gas para la producci3n de fr3o, calor y electricidad [71,72]. La microturbina es de la compańa Capstone, modelo C60, con una producci3n de 60 kW_e. La enfriadora es de la compańa Broad, modelo BD6.4NF-15, de simple efecto con activaci3n directa, la cu3l puede producir 65 kW de potencia frigor3fica con un COP de 0.65. El sistema tambi3n

cuenta con un sistema de desecantes y una deshumidificadora. El rendimiento global de la instalación es alrededor de un 72 %. En la Figura 1.46 se aprecia un diagrama de esta instalación de trigeneración.

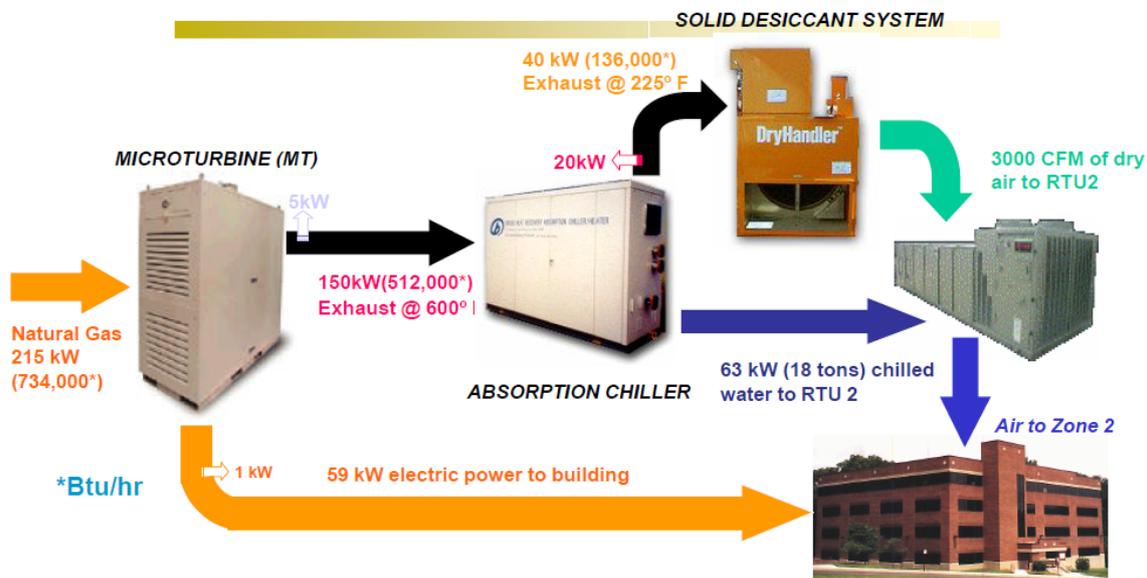


Figura. 1.46. Instalación de trigeneración en la Universidad de Maryland [71].

También, en la Universidad de Pisa, Italia existe una instalación en la cual los gases de escape de una microturbina de gas se emplean para accionar una enfriadora de agua por absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio. La potencia eléctrica de la microturbina es de 45 kW_e y la potencia frigorífica de la enfriadora es 170 kW, Figura 1.47. La energía eléctrica se emplea para cubrir las demandas de los equipos auxiliares de la propia planta y para abastecer a los edificios principales de la facultad de ingeniería. La energía térmica se emplea para el acondicionamiento del aire en los propios laboratorios produciendo agua fría o caliente [73, 74].



Figura. 1.47. Instalación de trigeneración en la Universidad de Pisa [73].

Dentro del diseo de nuevas instalaciones de trigeneraci3n, se puede encontrar en la literatura cient3fica, propuestas de configuraciones de trigeneraci3n que incluyen la activaci3n simult3nea de las enfriadoras por absorci3n, utilizando motores de combusti3n interna. En la Figura 1.48, se aprecia el diseo patentado por Mori *et al.* en 1984, [75].

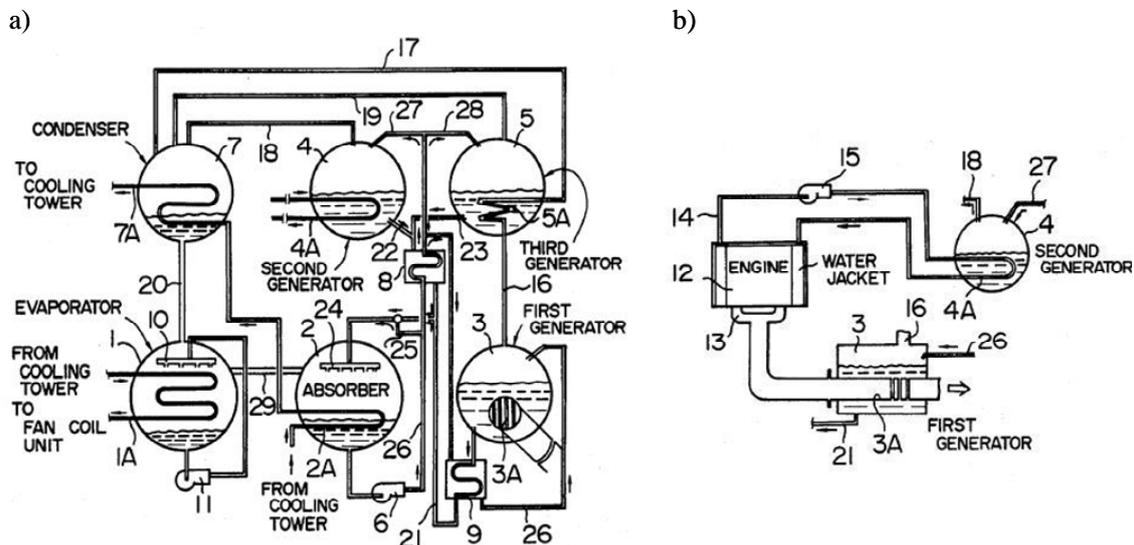


Figura 1.48. Esquema de la integraci3n de una enfriadora de SE/DE y un motor de combusti3n interna patentado por Mori *et al.* [75].

En el Centro de Investigaciones en Energ3a Aplicada de Bavaria, (ZAE Bayern), se ha desarrollado y aplicado el concepto de trigeneraci3n, con enfriadoras de absorci3n con activaci3n simult3nea para la producci3n de fr3o, calor y electricidad. Las investigaciones han sido descritas en varios documentos, demostrando la aplicabilidad y la eficiencia en la producci3n de fr3o y calor [76,77]. En la Figura 1.49, se describe una de las configuraciones estudiadas, en la cual es acoplado un motor alternativo y una enfriadora de simple/doble efecto, donde los gases de escape ingresan en el generador de alta temperatura y el agua caliente de motor activa el generador de baja, recibiendo calor previamente en un intercambiador externo, por donde fluyen los gases de escape y el vapor de agua producido en el generador de alta temperatura.

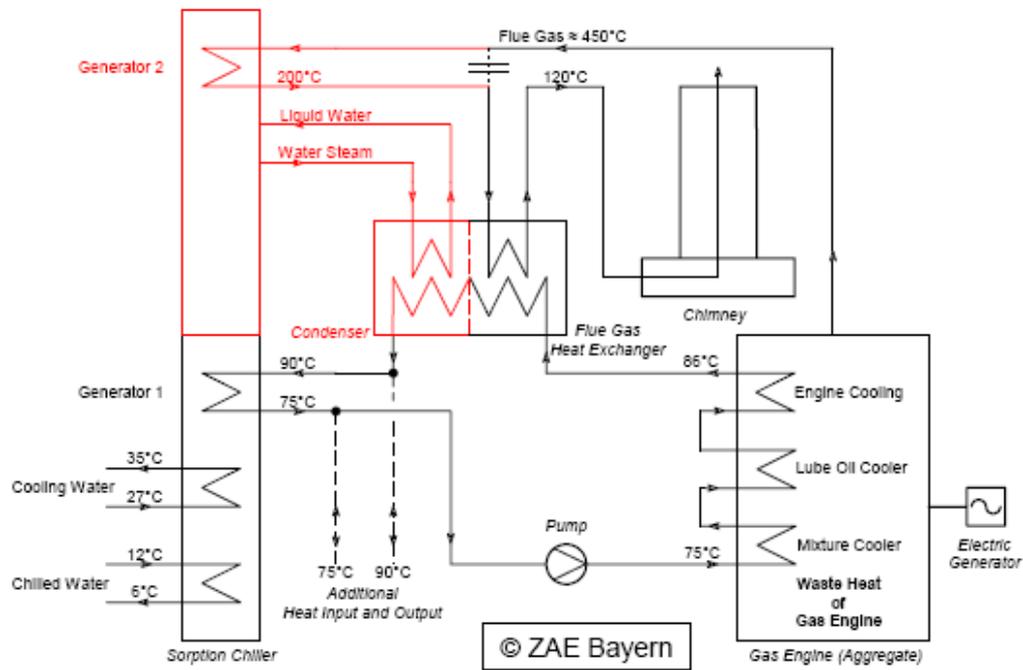


Figura 1.49. Configuraci3n con motor alternativo y m3quina de absorci3n de SE/DE de ZAE Bayern [76].

1.3. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

La problemática mundial actual referente al agotamiento de los recursos energéticos y el cambio climático están creando conciencia en los países acerca del uso eficiente de la energía. En este escenario el sector terciario juega un papel fundamental, ya que es uno de los consumidores intensivos de las diferentes formas de energía. Considerando las opciones para conseguir un uso eficiente de la energía en edificios, los sistemas de cogeneración y trigeneración de pequeña potencia se han visto muy beneficiadas gracias al impulso suministrado por la Directiva Europea de Cogeneración. Existen en el mercado diversos equipos de cogeneración de pequeña potencia, especialmente para el sector de la edificación: microturbinas, motores de combustión y pilas de combustible. También, existen tecnologías de refrigeración activadas térmicamente de pequeña potencia capaces de suministrar frío a los edificios mediante el aprovechamiento del calor residual de los equipos de cogeneración. De este modo se obtienen configuraciones de trigeneración que producen frío, calor y electricidad.

En la actualidad, las aplicaciones tradicionales de trigeneración integran equipos de cogeneración y enfriadoras de agua por absorción, que utilizan fluidos térmicos, como agua caliente para la activación de las enfriadoras. Estos fluidos limitan el uso a enfriadoras de agua por absorción de simple efecto, que tienen valores bajos de COP. Con este tipo de sistemas se pierde la oportunidad de producir frío y de utilizar el calor residual proveniente de los equipos de cogeneración de forma más eficiente. Todo lo contrario sucede cuando se implementan configuraciones de trigeneración que utilizan la activación directa o simultánea de las tecnologías de cogeneración y de las enfriadoras de agua por absorción, pudiéndose obtener mayores ventajas a la hora de producir frío al utilizar el calor residual a mayor temperatura y a una mayor potencia térmica.

Este tipo de configuraciones integradas a partir de equipos de de cogeneración de distintas tecnologías y enfriadoras de agua por absorción de doble o simple/doble efecto, con activación directa o simultánea son las llamadas configuraciones avanzadas. El uso de las configuraciones avanzadas en edificios podría permitir obtener mejores rendimientos globales del sistema de cogeneración con lo que se consigue: a) aumentar el factor de utilización de los sistemas de cogeneración y por consiguiente, su viabilidad técnica y económica y b) reducir o eliminar el consumo eléctrico derivado de la demanda de aire acondicionado en los edificios y conseguir mejores resultados de ahorros de energía primaria, y de reducción de emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Este tipo de configuraciones avanzadas se han desarrollado con el uso de prototipos experimentales. A pesar de los buenos resultados obtenidos con los prototipos de configuraciones avanzadas ensayadas, no se han encontrado estudios que logren brindar un análisis energético completo de diferentes configuraciones de trigeneración avanzadas para edificios, formadas a partir de la integración de varias tecnologías de cogeneración y enfriadoras de agua por absorción.

Por esta razón esta tesis tiene como objetivo el estudio y análisis energético, exerético, de diversas configuraciones de trigeneración avanzadas en edificios, considerando su impacto económico y de emisiones de CO₂. Para ello, se proponen diferentes configuraciones avanzadas a partir de la integración de un motor de combustión interna, de una microturbina de gas y de una pila de combustible con enfriadoras de agua por absorción.

Para conseguir este objetivo global, se han planteado los siguientes objetivos específicos:

- Caracterización de las prestaciones de los equipos de cogeneración de pequeña potencia propuestos para las configuraciones de trigeneración basados en resultados experimentales.
- Identificación, clasificación y propuesta de configuraciones de trigeneración de pequeña potencia que pueden ser utilizadas en edificios, tanto básicas como avanzadas.
- Modelización termodinámica de enfriadoras de agua por absorción de pequeña potencia activadas con el calor residual de las tecnologías de cogeneración y obtención de prestaciones de cada configuración operando a diferentes niveles de carga y de temperatura ambiente.
- Evaluación energética de las configuraciones de trigeneración propuestas.
- Aplicación de configuraciones de trigeneración en edificios y superficies comerciales y evaluación económica y de la implementación del sistema.

1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS.

Esta tesis está dispuesta en seis capítulos. El Capítulo 1 describe la problemática energética global caracterizada por los efectos del cambio climático y la escasez de los recursos energéticos. También describe el impacto del consumo energético en los diferentes sectores consumidores, así como el sector de la edificación. Mencionando las iniciativas globales propuestas, referentes al aumento del uso de tecnologías más eficientes en la producción de energía. Introduciendo de este modo, el interés existente en Europa, en la promoción de la cogeneración y trigeneración de pequeña potencia. Por último, en este capítulo se realiza una revisión del estado del arte de las tecnologías de cogeneración y de absorción, como las instalaciones de trigeneración existentes, se expone la justificación y objetivos enmarcados para esta tesis.

En el Capítulo 2, se caracterizan y modelan los diferentes componentes de las configuraciones de trigeneración. Inicialmente se han seleccionado tres equipos de cogeneración: micorturbina de gas, motor de combustión interna y pila de combustible. Estos equipos han sido escogidos por la disponibilidad de la información experimental de su funcionamiento bajo diferentes condiciones.. En base a estos resultados experimentales, los equipos de cogeneración se han caracterizado mediante correlaciones para predecir sus prestaciones. Además se presenta la metodología del modelado termodinámico de las enfriadoras de agua por absorción, con ejemplos validados a través de datos experimentales de ensayos realizados.

En el Capítulo 3 se identifican y describen diferentes configuraciones de trigeneración, formadas con las tecnologías de cogeneración caracterizadas y las diferentes enfriadoras de agua por absorción, con activación directa e indirecta. Cada una de estas configuraciones identificadas se ha modelado con el objetivo de obtener sus prestaciones: potencia eléctrica, térmica, frigorífica, eficiencia, etc. Para el modelado se utilizaron los resultados de las correlaciones de las tecnologías de cogeneración, como datos de entrada en modelos termodinámicos desarrollados para cada enfriadora.

En base a los resultados de las prestaciones de frío, calor y electricidad de cada configuración de trigeneración estudiadas, en el Capítulo 4 se realiza una evaluación de las configuraciones utilizando diversos parámetros de evaluación publicados en la literatura científica, como lo son el análisis de ahorro de energía primaria, emisiones de CO₂, eficiencia exergética, rendimientos globales, entre otros. Teniendo en cuenta los resultados de la evaluación, se realizó una comparativa entre los resultados de los indicadores de las configuraciones de trigeneración identificadas.

El Capítulo 5 muestra un ejemplo de aplicación de las configuraciones de trigeneración en edificios. Utilizando diferentes metodologías de dimensionamiento de las tecnologías de trigeneración y basados en las demandas energéticas de un edificio comercial, se seleccionó una configuración de trigeneración y se realizó un estudio de económico de la implementación del sistema en comparación con tecnologías convencionales. Las

demandas energéticas del edificio fueron basadas en simulaciones horarias anuales, apoyadas en datos que van desde las características de los equipos instalados hasta la envolvente del edificio, la localización, entre otros. También en el estudio fueron calculados los indicadores de emisiones de CO₂ y el ahorro de energía primaria.

Finalmente, en el Capítulo 6 se presentan las conclusiones de la tesis y una propuesta de los posibles trabajos futuros relacionados con esta area de investigación.

CAPÍTULO 2

CARACTERIZACIÓN Y MODELADO DE COMPONENTES

2.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta la caracterización de los equipos de cogeneración utilizados en esta tesis. Dicha caracterización está basada en los resultados experimentales de equipos de cogeneración concretos utilizados y ensayados en los laboratorios del grupo Crever de la Universidad Rovira i Virgili, en el Departamento de Energía del Politécnico de Torino y en los laboratorios del Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial de España (INTA). Algunos de estos resultados experimentales han sido publicados y utilizados en sistemas de trigeneración [78-80].

Por otra parte se presenta la metodología seguida para el modelado de las enfriadoras de agua por absorción genéricas, las cuales se integran con cada uno de los equipos de cogeneración caracterizados. Los modelos de las enfriadoras de agua por absorción están basados en los balances de energía, de masa globales y de cada componente del sistema, suponiendo un régimen estacionario. Algunas asunciones adicionales fueron establecidas para crear los modelos descritos en las secciones posteriores. Los resultados obtenidos con la caracterización de los equipos de cogeneración, fueron utilizados como valores de entrada en los modelos de las máquinas de absorción para las configuraciones que se proponen en el Capítulo 3.

2.2. PRESTACIONES DE LOS EQUIPOS DE COGENERACI3N

En el caso de los equipos cogeneraci3n, la caracterizaci3n de cada equipo fue realizada obteniendo diferentes regresiones y correlaciones, a partir de datos experimentales. El m3todo de regresi3n utilizado fue el conocido como el m3todo de los m3nimos cuadrados en una regresi3n [81]. Para determinar la mejor predicci3n de la l3nea de regresi3n, fue utilizado el coeficiente de determinaci3n R, el cual puede asumir valores entre 0 y 1. Donde uno de sus valores cr3ticos es de 0.707 para un nivel de confiabilidad de 95 % [83].

2.2.1. Microturbina de gas

La microturbina de gas C30 (Figura 2.1) que se ha tomado como base de estudio de las configuraciones de trigeneraci3n es fabricada por la compa1a Capstone, cuya potencia el3ctrica es de 30 kW_e. Esta microturbina se caracteriza por ser compacta, ideal para aplicaciones de generaci3n distribuida, debido a su flexibilidad en m3todos de conexi3n y facilidad de acoplamiento en paralelo para cargas elevadas con bajas emisiones [84].

Esta microturbina puede ser utilizada para diversas aplicaciones de cogeneraci3n y trigeneraci3n presentando muchas ventajas en comparaci3n con otras tecnolog3as [85]. Las especificaciones t3cnicas de la microturbina funcionando con gas natural a baja presi3n, se presentan en la Tabla 2.1.



Figura 2.1. Microturbina Capstone C30.

Tabla 2.1. Especificaciones Microturbina Capstone C30 con gas natural

Características	Valores
Potencia eléctrica (kW)	28 (+ 0/-1)
Eficiencia Térmica (%)	25 (+/-2) LHV
Flujo de combustible (kJ/hr)	404
Temperatura de los gases de escape (°C)	275
Calor de los gases de escape (kJ/hr)	327
Flujo másico (kg/s)	0.31

Un aspecto importante que hay que tener en cuenta al usar una microturbina, es el efecto de la temperatura ambiente en la eficiencia de esta. Las elevadas temperaturas de entrada de aire hacen que la potencia y la eficiencia disminuyan. En la Figura 2.2, se aprecia la potencia nominal de salida y la eficiencia de la microturbina respecto a la temperatura ambiente a nivel del mar [86]. La potencia también disminuye si decrece la masa de aire, si la densidad del aire disminuye o si la temperatura se incrementa. La eficiencia decrece porque el compresor requiere más potencia. La Figura 2.3 muestra la eficiencia de la microturbina C30 respecto a porcentaje de carga.

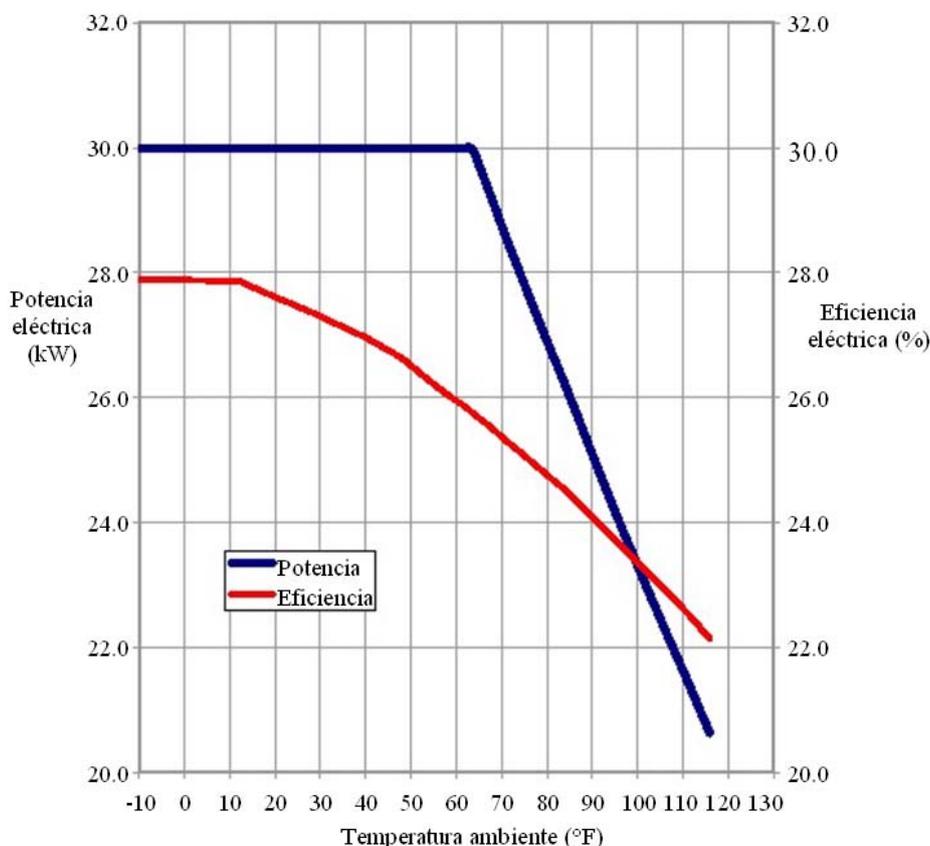


Figura 2.2. Microturbina Capstone C30 potencia eléctrica y eficiencia respecto a la temperatura ambiente al nivel del mar [86].

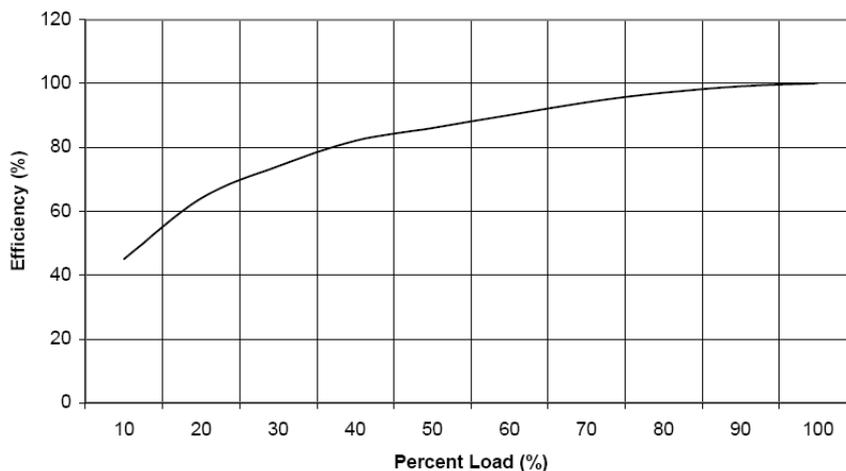


Figura 2.3. Microturbina Capstone C30 eficiencia respecto al porcentaje de carga kW [87].

Se realizaron varios ensayos en los laboratorios del Crever en la Universidad Rovira i Virgilí ubicada en Tarragona, España, con la finalidad de determinar las prestaciones de la microturbina de gas, bajo distintas condiciones de funcionamiento. En estos ensayos el objetivo principal era determinar las potencias térmicas y eléctricas de la microturbina bajo diversas condiciones de carga. Adicionalmente se han analizado datos suministrados por el fabricante para determinar las correlaciones que rigen el funcionamiento de la microturbina Capstone C30, estos datos están realizados a condiciones ISO y a plena carga de la microturbina. En la Figura 2.4 se puede observar la variación de la temperatura de salida y del caudal de los gases de escape en función de la temperatura ambiente cuando la microturbina trabaja a plena carga. En esta gráfica se representan los valores de la temperatura y caudal para valores de temperatura ambiente entre 15 a 50 °C. Los datos suministrados por el fabricante de la microturbina utilizadas se presentan en el Anexo A1.

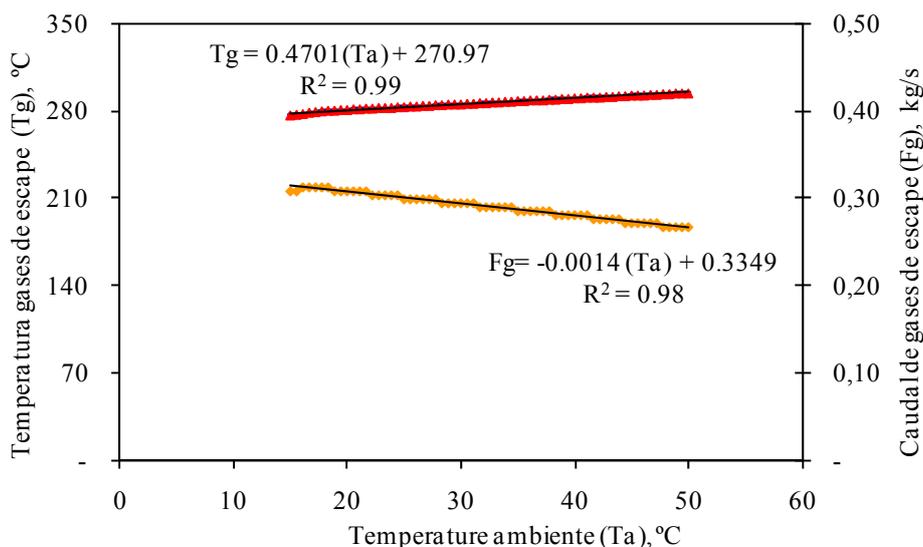


Figura 2.4. Variación de la temperatura y caudal de los gases de escape en función de la temperatura ambiente para la microturbina de gas Capstone C30.

En la Figura 2.5, se observa la gr3fica de la potencia el3ctrica de la microturbina en funci3n de la temperatura ambiente para el mismo rango de temperaturas. La eficiencia el3ctrica es representada en la Figura 2.6. Donde se aprecia la disminuci3n de la eficiencia desde 26 % hasta alrededor de 21 % cuando la temperatura ambiente aumenta desde 15 °C hasta los 50 °C.

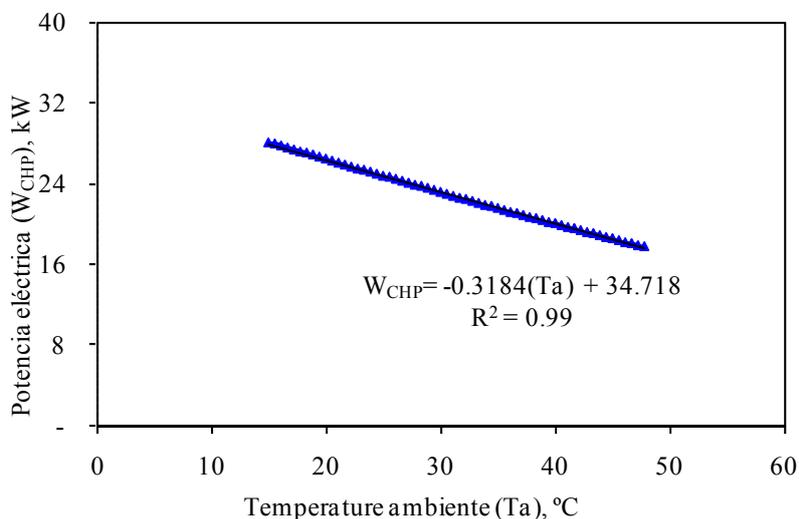


Figura 2.5. Variaci3n de la potencia el3ctrica en funci3n de la temperatura ambiente para la microturbina Capstone C30 al 100% de carga.

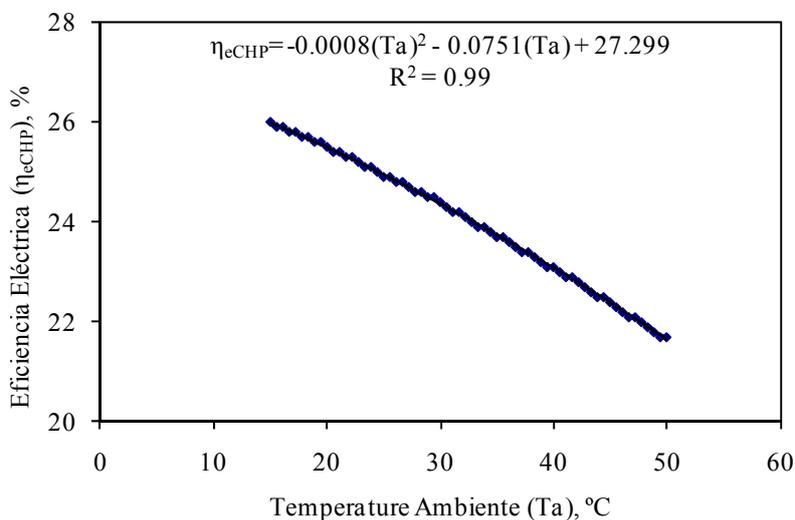


Figura 2.6. Variaci3n de la eficiencia el3ctrica en funci3n de la temperatura ambiente para la microturbina de gas Capstone C30 al 100 % de carga.

En la Figura 2.7 se muestra los valores de la temperatura de los gases de escape y su potencia t3rmica en funci3n del porcentaje de carga de funcionamiento de la microturbina. Se aprecia una relaci3n directamente proporcional entre el nivel de carga de la microturbina y la temperatura de salida de los gases de escape. Cuando el nivel de

carga de funcionamiento de la microturbina aumenta, la temperatura de salida de los gases incrementa, con lo que es posible obtener mayor potencia t3rmica. Se ha considerado que la temperatura de salida de los gases de escape es reducida hasta 95 °C para obtener la potencia t3rmica contenida en este flujo.

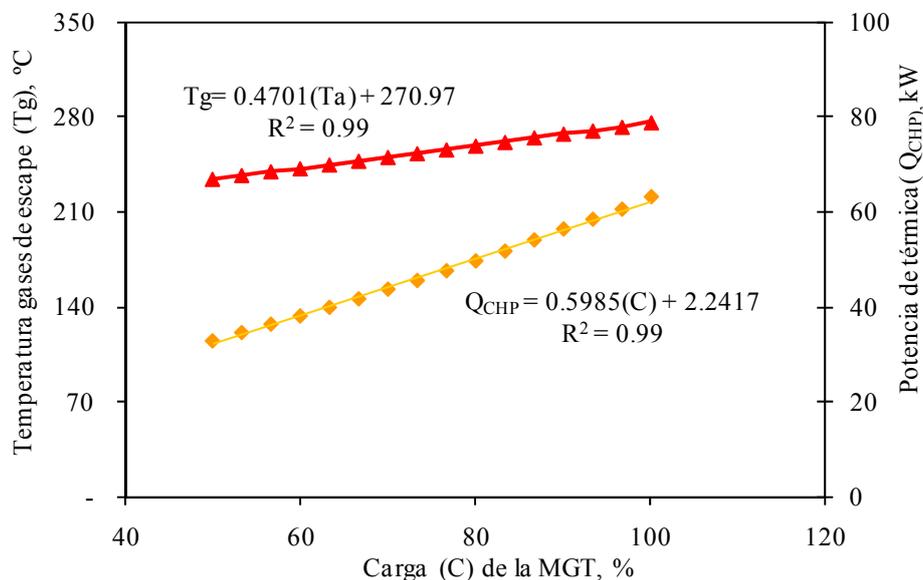


Figura 2.7. Temperatura y potencia térmica de los gases de escape en función del porcentaje de carga para la microturbina de gas Capstone C30.

Un comportamiento similar sucede con el caudal de los gases de escape, el cual aumenta en función del incremento de la carga de la microturbina, como se puede observar en la Figura 2.8. Obteniendo un aumento desde 0.21 hasta cerca de 0.31 Kg/s en el caudal, para un nivel de carga desde 50 hasta 100 %.

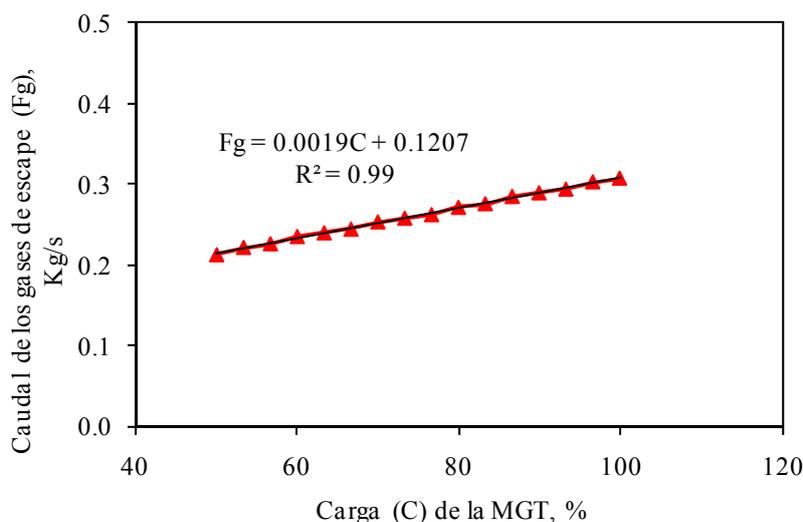


Figura 2.8. Caudal de los gases de escape en función del porcentaje de carga para la microturbina de gas Capstone C30.

2.2.2. Motor de combustión interna

El motor de combustión interna utilizado para las configuraciones de trigeneración estudiadas en esta tesis tiene una capacidad de 120 kW_e y de 195 kW de potencias eléctrica y térmica, respectivamente; fabricado por empresa Fiat (Figura 2.9). Este motor es una derivación de un motor de automóvil cuya principal característica es su alta eficiencia eléctrica a cargas parciales. También presenta una alta flexibilidad para aplicaciones en tecnologías de cogeneración y para activación de sistemas activados térmicamente [88]. El motor además permite una fácil integración con la red eléctrica local y como ventaja adicional presenta un avanzado sistema de tratamiento de los gases de escape para disminuir las emisiones [89]. Los aspectos técnicos de esta unidad se muestran en la Tabla 2.2.



Figura 2.9. Motor de combustión interna marca Fiat de 120 kW_e.

Tabla 2.2. Características técnicas del motor de combustión interna marca Fiat [88].

Tipo de motor	FPT ENT 60 NG
Combustible	Gas Natural
Generador	Asíncrono refrigerado por agua
Potencia electrónica	Rectificador/AC Convertidor
UPS	Batería Pb
Dimensiones (m)	3.5 x 1.2 x 1.9
Potencia eléctrica (kW _e)	120
Eficiencia eléctrica (%)	0.32
Ratio de utilización del combustible (kW _e /kW)	0.84
Arreglo de los cilindros	6L
Número de Válvulas	2
Tasa de compresión	0.46
Velocidad máxima (rpm)	2,700
Máximo torque (Nm)	650
Velocidad al máximo torque (rpm)	1,250

La Figura 2.10 y 2.11 se muestra el rendimiento del motor de combusti3n interna a diferentes valores de eficiencias, potencias y temperaturas [88]. En las figuras se observa el rendimiento medio del sistema en funci3n de diferentes estrategias de operaci3n a cargas parciales. El eje de las ordenadas representa la presi3n media efectiva del motor y el de las abscisas el n3mero de revoluciones. En la Figura 2.10 la potencia del motor var3a desde 53 hasta 133 kW y las eficiencias desde 0.29 hasta 0.35. En ella se observa un rendimiento m3ximo del motor a 1,500 rpm y a una potencia mec3nica en el motor de 133 kW. Por su parte, en la Figura 2.11 donde se muestra la temperatura de salida de los gases de escape del motor, rendimiento m3ximo del motor fue observado a 1,500 rpm y a una temperatura de 600 °C

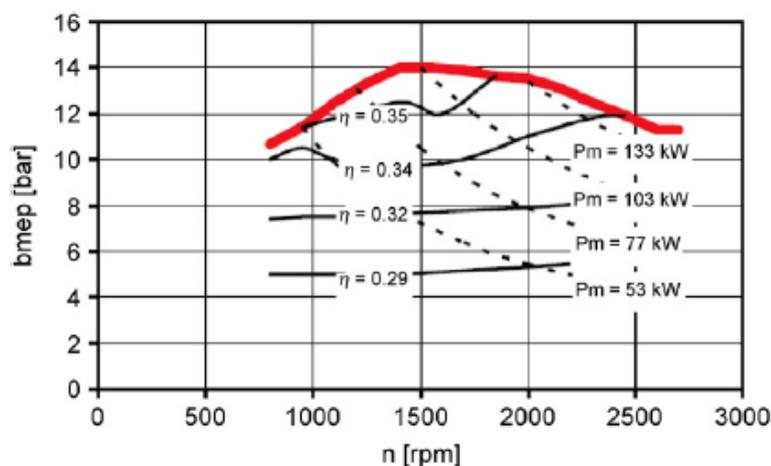


Figura 2.10. Eficiencia del motor de combusti3n interna para diferentes valores de eficiencias y potencias. La línea continua gruesa representa la eficiencia del motor; las líneas discontinuas las potencias del motor y las líneas continuas finas las diferentes eficiencias [88].

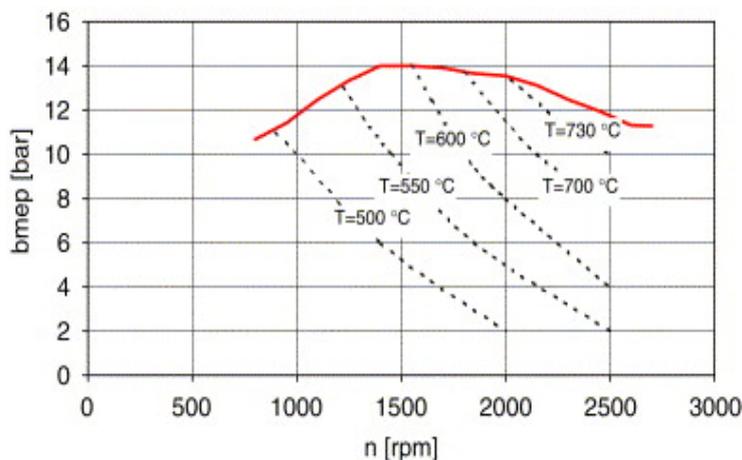


Figura 2.11. Eficiencia del motor de combusti3n interna para diferentes valores de temperatura de los gases de escape en funci3n de las revoluciones del motor y la presi3n media efectiva. La línea continua gruesa representa la eficiencia del motor y las líneas discontinuas la temperatura de salida de los gases de escape [88].

La Figura 2.12 presenta las prestaciones del motor de combustión interna basadas en los datos experimentales realizados en el Politécnico de Torino [79]. Se observa la eficiencia del motor y la temperatura de salida de los gases de escape en función de la carga del motor. Asimismo se puede observar las regresiones para las curvas de eficiencias del motor. Con estas funciones fue posible obtener el valor de la eficiencia térmica y eléctrica en función de la carga del motor. En la Tabla 2.3 se muestran los resultados de los parámetros de funcionamiento del motor a 49, 74 y 100 % de la carga del motor.

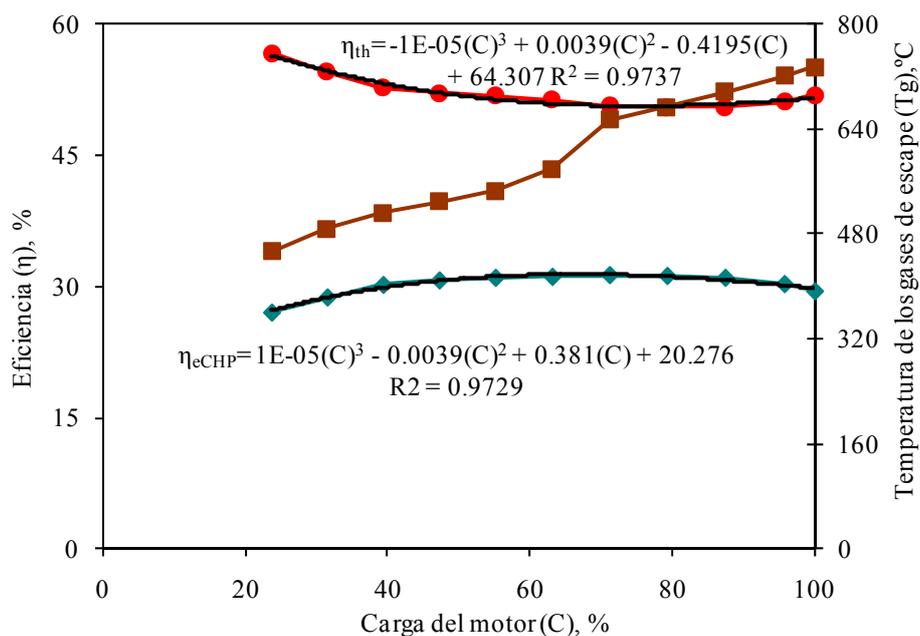


Figura 2.12. Eficiencias eléctrica, térmica y temperatura de salida de los gases de escape en función de la carga del motor de combustión interna.

Tabla 2.3. Parámetros de funcionamiento del motor en función de la carga del motor

Características	MCI carga		
Carga del motor (%)	49	74	100
Potencia mecánica (kW)	63.7	95	128,9
Eficiencia (mecánica) (%)	36	37	36
Potencia térmica del agua de las camisas (kW)	61.6	80.4	103
Potencia térmica de los gases de escape (kW)	35.8	60.8	92.3
Temperatura de los salida gases de escape (°C)	587	660	719
Temperatura de enfriamiento de los gases de escape (°C)	120	120	120
Consumo de combustible (kW)	176.9	259.7	355.2
Eficiencia eléctrica (%)	33	34	33
Eficiencia térmica (%)	53	52	52
Temperatura de salida agua de las camisas del motor (°C)	92	92	92
Temperatura de salida agua de las camisas del motor (°C)	85	84	85

2.2.3. Pila de combustible

La pila de combustible que se consideró en este trabajo corresponde a una pila de 5 kW_e de potencia tipo PEMFC, fabricada por la compañía Teledyne Energy Systems, denominada Teledyne Perry 72-Cell, Figura 2.13. Esta pila puede operar con hidrógeno puro o gas reformado con un contenido mínimo de hidrogeno de 38 %. Las principales características de la pila de combustible se muestran en la Tabla 2.4.

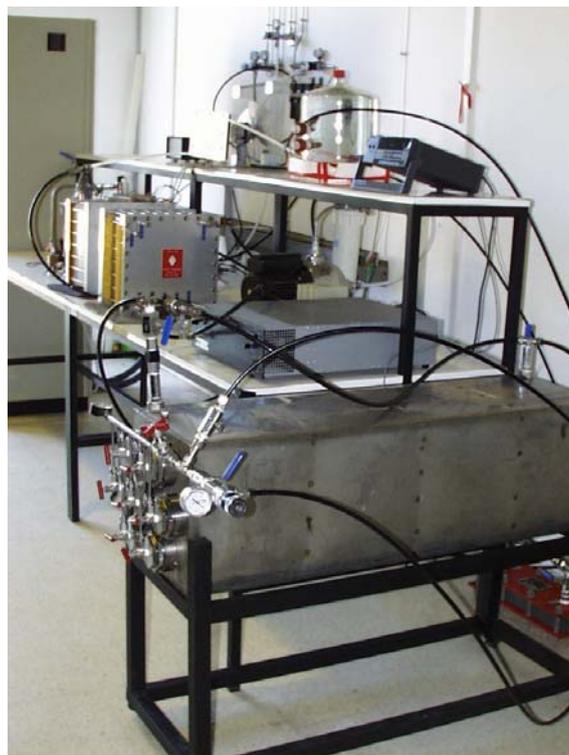


Figura 2.13. Pila de combustible PEMFC modelo Teledyne Perry 72-Cell.

Tabla 2.4. Características de la pila combustible PEMFC, Teledyne Perry-72Cell.

Características	Valores
Número de Celdas	72
Voltaje del circuito (V)	67-70
Pico de potencia (kW)	7.5
Corriente máxima (A)	165
Corriente nominal (A)	100
Voltaje nominal (V)	50
Voltaje nominal (V)	50
Potencia nominal (kW)	5
Presión nominal de entrada (bar)	0.35
Presión máxima (bar)	2
Flujo máximo de aire requerido, 7.5 kW _e (m ³ /h)	31.86
Flujo máximo requerido de H ₂ a 7.5 kW (m ³ /h)	8.03
Flujo máximo de reformado de gas a 7.5 kW (slpm) (para 38% H ₂)	3.52
Temperatura/Min/Max (°C), nominal: 60 °C.	0,14285

La pila de combustible fue ensayada en los laboratorios del Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial de España (INTA). Los datos de operación disponibles corresponden a la alimentación de la pila con hidrógeno puro. La pila de combustible utiliza un reformador de gas natural con una eficiencia del 70 %. El diagrama de flujo del funcionamiento de la pila de combustible se muestra en la Figura 2.14 [80]. La temperatura máxima de operación era de 70 °C, debido a la protección y el aumento del ciclo de vida de los materiales usados en la PEMFC, especialmente para el ensamblaje de la membrana del electrodo.

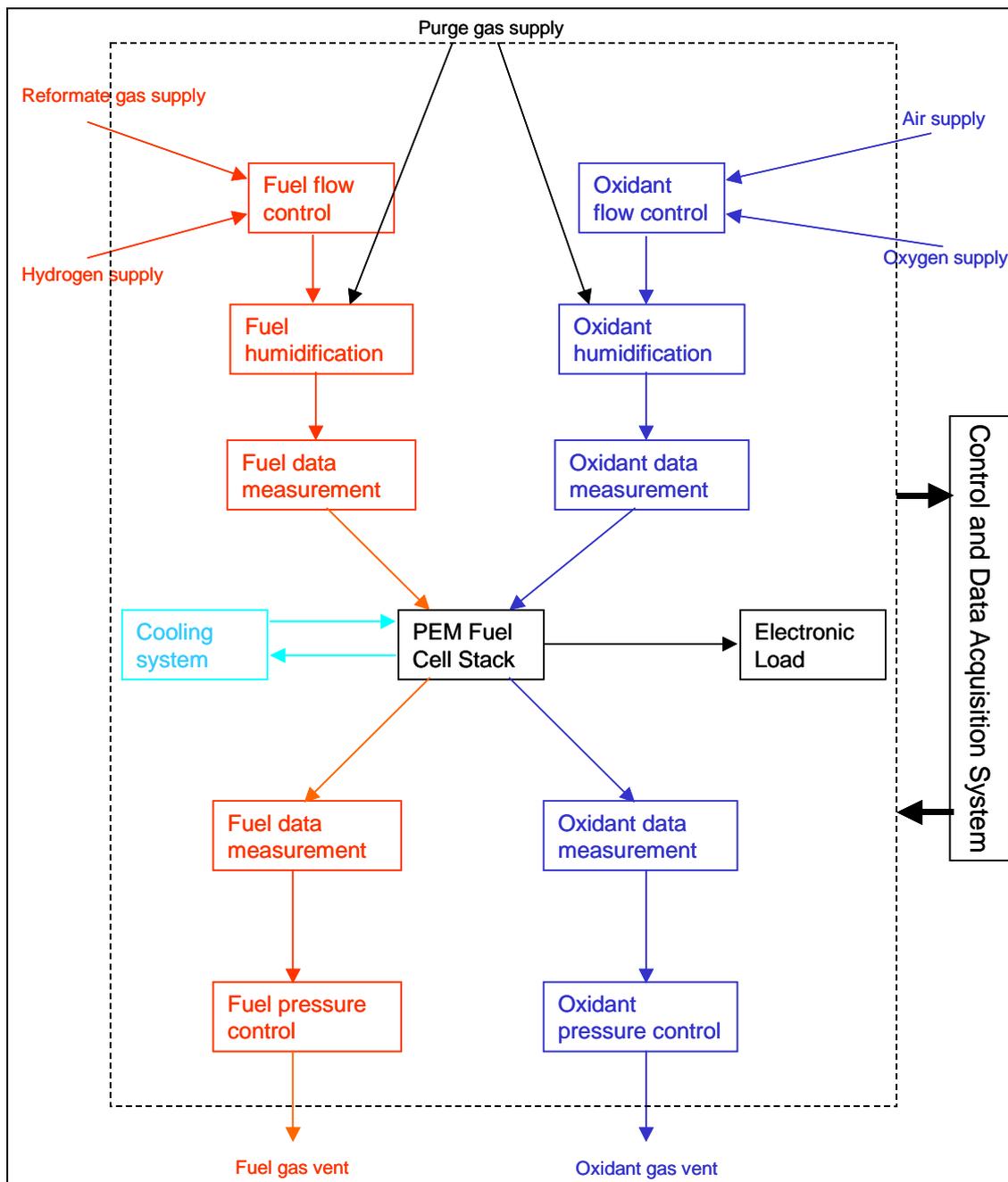


Figura 2.14. Diagrama de control y flujo de la pila de combustible PEMFC, Teledyne Perry-72Cell [80,90].

Los datos experimentales de las pruebas realizadas por el INTA fueron utilizados para comparar la salida eléctrica de la pila de combustible. En estos experimentos se varió la presión de entrada del hidrógeno, la presión de aire y la intensidad, midiendo en todos estos casos la potencia resultante de la pila

En la Figura 2.15 se observa la potencia eléctrica de la pila cuando la temperatura de salida del agua de refrigeración alcanza el máximo de 70 °C, donde el valor promedio de la potencia de la pila fue 5 kW_e. En la Figura 2.16 se aprecian los resultados experimentales con los cuales se han obtenido las correlaciones del funcionamiento de esta pila, para predecir la eficiencia en función de la potencia eléctrica.

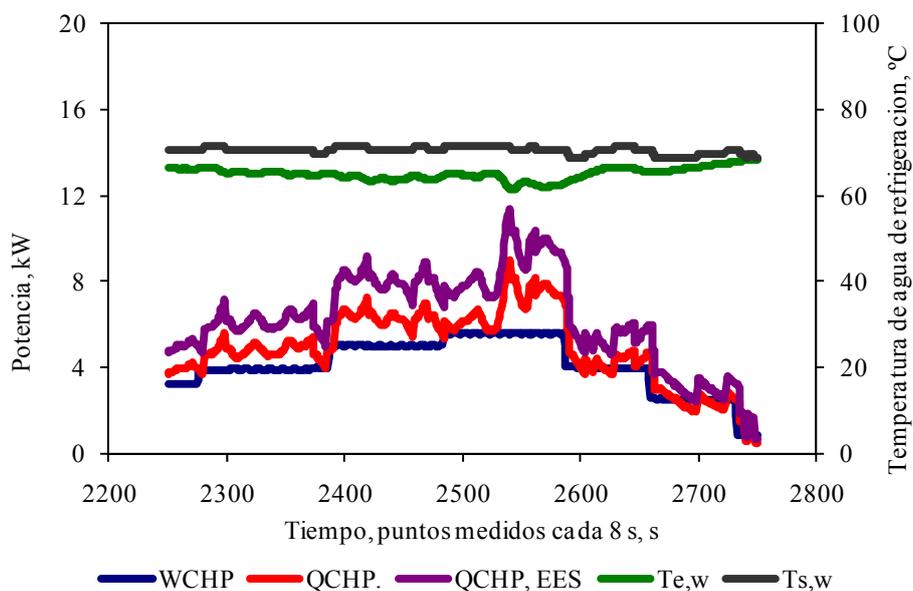


Figura 2.15. Potencia eléctrica, térmica, temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración experimentales de la pila tipo PEMFC, Teledyne Perry-72Cell [90].

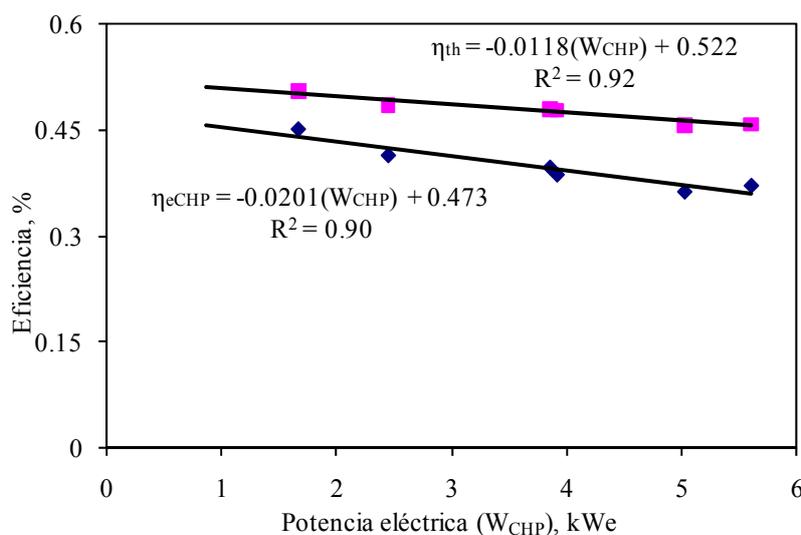


Figura 2.16. Correlación de la eficiencia eléctrica y térmica experimentales de la pila PEMFC, Teledyne Perry-72Cell en función de la potencia eléctrica [90].

2.2.4. Resumen de prestaciones de las tecnologías de cogeneración

Para realizar la integración de las tecnologías de cogeneración con las tecnologías de absorción que se presentan en el Capítulo 3, se utilizaron los valores de la potencia térmica, eléctrica y consumo de combustible de las tecnologías de cogeneración bajo diferentes niveles de carga (100, 75 y 50 %) basado en datos experimentales. La Tabla 2.5 resume las correlaciones utilizadas para determinar las prestaciones de los equipos de cogeneración.

Tabla 2.5. Resumen de las correlaciones obtenidas para las tecnologías de cogeneración utilizadas.

Correlaciones			
Microturbina de gas Capstone 30 kW _e			
Temp gases de escape (°C) = 0.4701(Ta) + 270.97		R ²	Rango
Caudal de gases de escape (kg/s) = -0.0014 (Ta) + 0.3349		0.99	15<Ta<50
Potencia eléctrica = -0.3184(Ta) + 34.718		0.99	15<Ta<50
Motor de combustión interna 120 kW _e			
Eficiencia térmica = -0.0982(C) ³ + 0.39(C) ² - 0.4195(C) + 0.6431		0.97	25<C<100
Eficiencia eléctrica = 0.1047C ³ - 0.3907C ² + 0.381C + 0.2028		0.97	25<C<100
Pila de combustible 5 kW _e			
Eficiencia térmica = -0.01171095(W _{CHP}) + 0.52135566		0.92	1<W _{CHP} <5
Eficiencia eléctrica = -0.02012387(W _{CHP}) + 0.47325843		0.92	1<W _{CHP} <5

Por su parte la Tabla 2.6 presenta los resultados de las prestaciones de las tecnologías de cogeneración que posteriormente fueron utilizadas para la integración de las diferentes configuraciones de trigeneración.

Tabla 2.6. Resumen de prestaciones básicas de tecnologías de cogeneración utilizadas.

Características	ICE			MGT			FC
Carga de cogeneración (%)	100	75	49	100	75	49	100
Potencia eléctrica (kW _e)	128.9	95	63.7	28	21.7	13.9	5
Potencia térmica Total (kW _{th})	195.3	141.2	97.4	60	43.7	18.8	7
Potencia gases de escape (kW _{th})	92.3	60.8	35.8	60	43.7	18.8	-
Caudal gases de escape (kg/s)	0.14	0.10	0.07	0.31	0.26	0.22	-
Potencia gases de las camisas (kW _{th})	103	80.4	61.6	-	-	-	-
Caudal de camisas o intercambiador (kg/s)	0.156	0.135	0.119	-	-	-	0.21
Consumo combustible (kW _{th})	355	259.7	176.9	115.3	90	64.5	27

2.3. MODELADO DE ENFRIADORAS DE AGUA POR ABSORCIÓN PARA CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN

En la bibliografía se puede encontrar diversos estudios de modelado con validación experimental para máquinas de absorciones específicas y genéricas con menor o mayor grado de detalle. Homma *et al.* en 1994 desarrolló un modelo con validación experimental para una enfriadora de absorción, donde el modelado fue basado en la diferencia de temperatura media logarítmica y los balances de energía, masa y composición de cada componente del sistema [91]. Kececiler *et al.* en 1999, describió un modelo basado en datos experimentales con el objetivo de evaluar la eficiencia de una máquina de absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio. En este estudio se tuvo la disponibilidad de energía geotérmica para la refrigeración de la máquina de absorción y se mostró un incremento del COP al aumentar la temperatura del generador y el evaporador; y una disminución del COP al incrementar la temperatura de refrigeración en el absorbedor y condensador [92].

Los modelos genéricos de máquinas de absorción descritos por Kececiler et al en 1999 y Gommed y Grossman en 1990, utilizan balances termodinámicos para cada uno de los componentes de los ciclos de absorción [92,93]. Por otra parte, un riguroso análisis de máquinas de absorción teniendo en cuenta balances termodinámicos y la utilización de cálculos de transferencia de masa en el absorbedor fue presentado por Chua *et al.* en 2000, donde se describe la construcción de diagramas Temperatura-Entropía como herramienta de análisis y comparación [94].

En el caso de las máquinas de absorción refrigeradas por aire, se pueden encontrar en la bibliografía algunos modelos con validación experimental. En el trabajo presentado por Xiaohong Liao *et al.* en 2004, se presenta un modelo termodinámico con validación experimental y se discute la fiabilidad de una máquina de absorción de simple efecto basada en estrategias de control de la cristalización [95]. Alva *et al.* en 2002, presentó un modelo de máquina de absorción refrigerada por aire en el cual la validación experimental fue realizada utilizando máquinas de absorción refrigerada por agua, con capacidades frigoríficas en el rango de 10.5 a 17.5 kW [96]. En el trabajo desarrollado por Da-wen Sun en 1997, se incorpora la utilización de mapas de optimización para modelos termodinámicos de máquinas de absorción de amoníaco/agua y agua/bromuro de litio con el objetivo de tener un recurso de referencia para el desarrollo de nuevos ciclos de absorción, también para la selección de las condiciones óptimas de funcionamiento a partir de las simulaciones del sistema [97]. En muchos de los modelos propuestos de máquinas de absorción se incluyó el análisis de sensibilidad para las condiciones internas de operación de la máquina, y para la incorporación de los coeficientes de transferencia de calor dependiendo de las características y condiciones de los componentes, lo que puede permitir una mejor predicción del comportamiento de la máquina [98].

2.3.1. Metodología para el modelado termodinámico de enfriadoras de agua por absorción.

Para realizar el modelado termodinámico de las enfriadoras de agua por absorción se puede utilizar un modelo preliminar o un modelo detallado. El modelado preliminar es un método utilizado para analizar el comportamiento de las enfriadoras de agua por absorción desde el punto de vista de las características de sus componentes, condiciones internas, las condiciones externas de activación, refrigeración y capacidad frigorífica.

El modelado preliminar de las enfriadoras de agua por absorción consiste en incluir o excluir varias ecuaciones en el modelado, asumir condiciones termodinámicas de las corrientes internas y definir los datos de entrada en el sistema. Con el modelado preliminar es posible calcular los coeficientes de transferencia de calor (UA) de los componentes si se tiene información acerca de las condiciones externas de funcionamiento de cada uno de los componentes del ciclo.

En el caso del modelado detallado de las enfriadoras de agua por absorción, es posible predecir su comportamiento utilizando información detallada como lo es la configuración física de los intercambiadores y valores de funcionamiento de la máquina. Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U) y el área de intercambio (A) en cada componente se utilizan correlaciones empíricas existentes en la literatura. Los pasos realizados para el modelado preliminar de máquinas de refrigeración por absorción fueron:

- Cálculo del número de ecuaciones y variables.
- Especificación de condiciones fundamentales de operación.
- Formulación de los balances de energía y masa de los componentes.
- Cálculo de UA para cada componente, utilizando la diferencia de temperatura media logarítmica dependiendo la tipología del intercambiador de calor.

En el modelado preliminar por cada componente del ciclo se utilizó un balance de masa para el agua y otro para la solución, un balance de energía y las ecuaciones para el cálculo de las propiedades de cada corriente del ciclo. Todas estas ecuaciones fueron utilizadas para todos los componentes con el fin de calcular las propiedades termodinámicas y las potencias a través de la máquina de absorción. Las condiciones internas, presión, temperaturas y caudales en el ciclo, pudieron ser calculadas teniendo en cuenta las siguientes asunciones:

- El estado del refrigerante es saturado.
- La expansión en las válvulas es isoentálpica.
- Se considera comportamiento ideal en las bombas de solución (isentrópica).
- No existen pérdidas de calor.

En la Figura 2.17, se observa los esquemas de los ciclos de las máquinas de absorción de simple efecto, doble y simple/doble efecto. Las condiciones de presión (P), temperatura (T) y flujo (m) fueron especificadas y calculadas dentro del modelo para

cada una de las corrientes del ciclo. La Tabla 2.7 presenta las distintas ecuaciones de balance de energía y masa utilizadas para el modelado de las enfriadoras de agua por absorción de simple efecto y doble efecto, para cada uno de los componentes de cada tipo de máquina.

Tabla 2.7. Balances de masa y energía para cada uno de los componentes de las enfriadoras de agua por adsorción de simple y doble efecto.

Simple efecto	Doble efecto
Generador:	Generador de alta:
$m_3 = m_4 + m_7 \quad m_3 \cdot x_3 = m_4 \cdot x_4$ (2.1,2.2)	$m_{13} = m_{14} + m_{17} \quad m_{13} \cdot x_{13} = m_{14} \cdot x_{14}$ (2.22)
$Q_g = m_4 \cdot h_4 + m_7 \cdot h_7 - m_3 \cdot h_3$ (2.3)	$Q_{ga} = m_{17} \cdot h_{17} + m_{14} \cdot h_{14} - m_{13} \cdot h_{13}$ (2.23)
Condensador:	$Q_{ga} = m_{21} \cdot (h_{21} - h_{22})$ (2.24)
$m_7 = m_8$ (2.4)	Generador de baja:
$Q_c = m_7 \cdot h_7 - m_7 \cdot h_8$ (2.5)	$m_3 + m_{16} = m_4 + m_{11} + m_7$ (2.25)
Evaporador:	$m_3 \cdot x_3 + m_{16} \cdot x_{16} = m_4 \cdot x_4 + m_{11} \cdot x_{11}$ (2.26)
$m_9 = m_{10}$ (2.6)	$m_3 \cdot h_3 + m_{16} \cdot h_{16} + m_{17} \cdot h_{17} =$
$Q_e = m_9 \cdot h_9 - m_9 \cdot h_{10}$ (2.7)	$m_4 \cdot h_4 + m_{11} \cdot h_{11} + m_{18} \cdot h_{18} + m_7 \cdot h_7$ (2.27)
Absorbedor:	$Q_{gb} = m_{17} \cdot (h_{17} - h_{18})$ (2.28)
$m_1 = m_{10} + m_6 \quad m_6 \cdot x_6 = m_1 \cdot x_1$ (2.8,2.9)	Condensador de baja:
$Q_a = m_{10} \cdot h_{10} + m_6 \cdot h_6 - m_1 \cdot h_1$ (2.10)	$m_8 = m_7 + m_{19}$ (2.29)
Bomba de solución:	$Q_{cb} = m_7 \cdot h_7 + m_{19} \cdot h_{19} - m_8 \cdot h_8$ (2.30)
$Pump_1 = m_1 \cdot v_1 \cdot (P_m - P_l) / 1000$ (2.11)	$Q_{cb} = m_{25} \cdot C_p \cdot (T_{26} - T_{25})$ (2.31)
$h_2 = h_1 + Pump_1 / m_1$ (2.12)	Evaporador:
Intercambiador de calor:	$Q_e = m_9 \cdot (h_{10} - h_9)$ (2.32)
$m_2 = m_3 \quad m_4 = m_5$ (2.13,2.14)	$Q_e = m_{27} \cdot C_p \cdot (T_{27} - T_{28})$ (2.33)
$x_2 = x_3 \quad x_4 = x_5$ (2.15,2.16)	Absorbedor:
$Q_{hx} = m_1 \cdot (h_3 - h_2) \quad Q_{hx} = m_4 \cdot (h_4 - h_5)$ (2.17,2.18)	$m_{10} \cdot h_{10} + h_6 \cdot m_6 - Q_a - m_1 \cdot h_1 = 0$ (2.34)
Válvulas de expansión:	$Q_a = m_{23} \cdot C_p \cdot (T_{24} - T_{23})$ (2.35)
$h_6 = h_5 \quad h_8 = h_9$ (2.19,2.20)	Bombas de la solución:
COP del sistema:	$Pump_1 = m_1 \cdot v_1 \cdot (P_m - P_l) / 1000$ (2.36)
$COP = Q_e / Q_g$ (2.21)	$h_2 = h_1 + Pump_1 / m_1$ (2.37)
	$Pump_2 = m_{11} \cdot v_{11} \cdot (P_h - P_m) / 1000$ (2.38)
	$h_{12} = h_{11} + Pump_2 / m_{11}$ (2.39)
	Intercambiadores de calor de baja:
	$Q_{hx1} = m_1 \cdot (h_3 - h_2)$ (2.40)
	$Q_{hx1} = m_4 \cdot (h_4 - h_5)$ (2.41)
	Intercambiadores de calor de alta:
	$Q_{hx2} = m_{11} \cdot (h_{13} - h_{12})$ (2.42)
	$Q_{hx2} = m_{14} \cdot (h_{14} - h_{15})$ (2.43)
	Válvulas de expansión:
	$h_6 = h_5 \quad h_{16} = h_{15}$ (2.44)
	COP del sistema:
	$COP = Q_e / Q_{ga}$ (2.45)

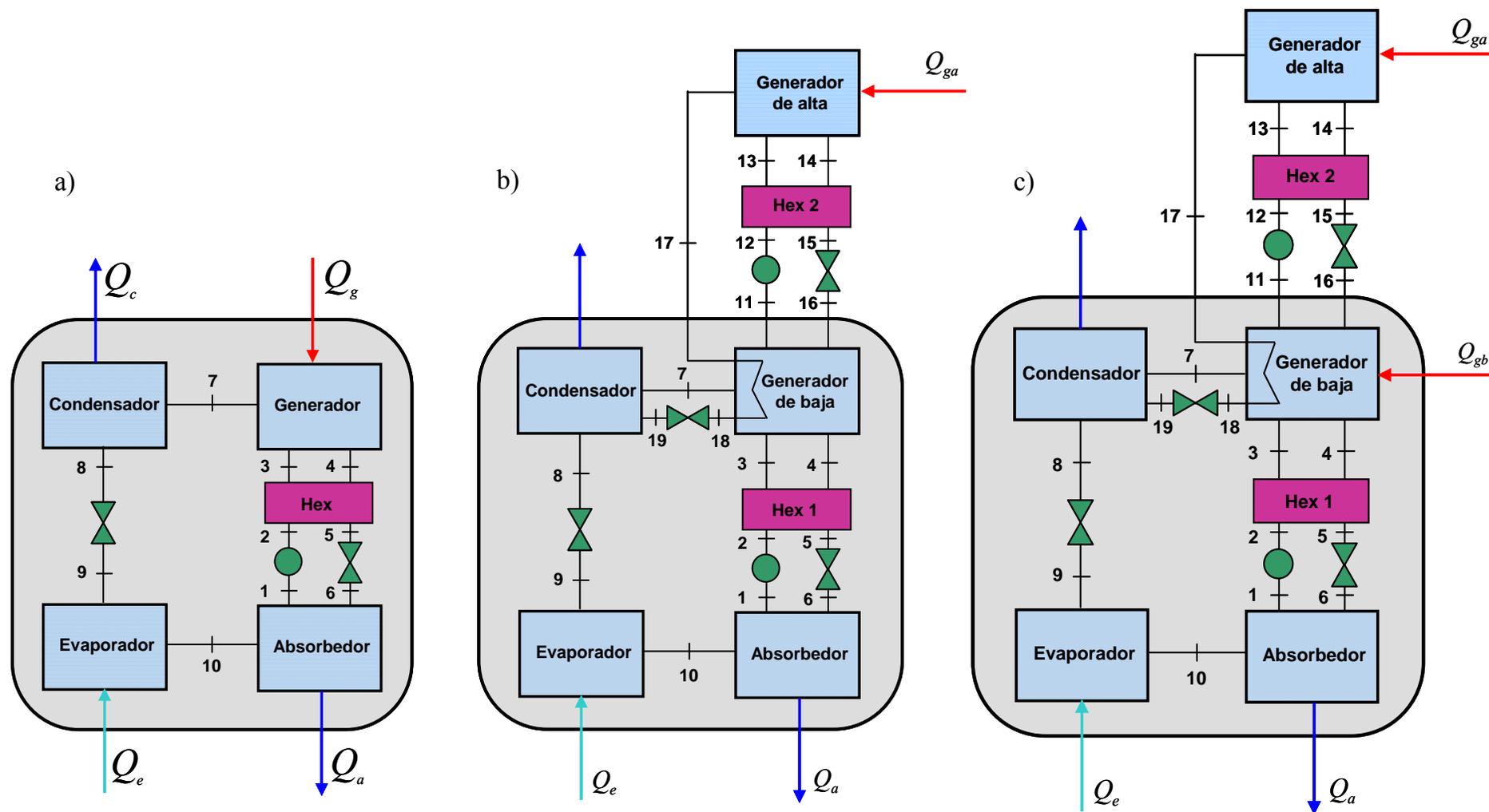


Figura 2.17. Representación de un ciclo de absorción de a) simple efecto, b) doble efecto y c) simple/doble efecto.

En la formulación de los balances de energía y masa de los componentes en el ciclo de absorción de simple/doble efecto, las ecuaciones del modelo que se utilizaron son las mismas que en el ciclo de doble efecto; la diferencia se presentó en el generador de baja, en el cual adicionalmente se suministra calor por medio del circuito de refrigeración de agua caliente. Por lo tanto las ecuaciones de este modelo fueron las mismas que se utilizan en el modelo con el ciclo de doble efecto, con la diferencia que en el balance de energía del generador de baja existe un suministro adicional de calor Q_{gb} , dando origen a la siguiente ecuación de balance de energía:

$$m_3 \cdot h_3 + m_{16} \cdot h_{16} + m_{17} \cdot h_{17} + Q_{gb} = m_4 \cdot h_4 + m_{11} \cdot h_{11} + m_{18} \cdot h_{18} + m_7 \cdot h_7 \quad (2.46)$$

$$Q_{gb} = m_m \cdot C_p \cdot (T_{m1} - T_{m2}) \quad (2.47)$$

El cálculo del COP para este caso viene dado por:

$$COP = Q_e / (Q_g + Q_{gb}) \quad (2.48)$$

Los datos de entrada utilizados en el modelo para cada una de las enfriadoras en el diseño preliminar son resumidos en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8. Parámetros de entrada para el modelo de las enfriadoras de agua por absorción de simple efecto, doble efecto y simple/doble efecto.

Parámetros	símbolos		
	Simple	Doble	Simple/Doble
Temperatura de generación	T4		
Temperatura de generación de alta		T14	T14
Potencia térmica del generador de baja			Q_{gb}
Temperatura de condensación	T8		
Temperatura de condensación de alta		T18	T18
Temperatura de condensación de baja		T8	T8
Temperatura de evaporación	T10	T10	T10
Temperatura del absorbedor	T1	T1	T1
Eficiencia de intercambiador alta	η_{HEX}	η_{HEX2}	$\eta_{HEX 2}$
Eficiencia de intercambiador baja		η_{HEX1}	η_{HEX1}
Capacidad frigorífica	Q_e	Q_e	Q_e

- *Modelos de intercambiadores de calor para el modelado de enfriadora de agua por absorción*

El método UA-LMTD es uno de los utilizados para evaluar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor de las máquinas de absorción (generador, condensador, evaporador y absorbedor) cuando se quiere evaluar una máquina con corrientes

externas. El producto UA es la multiplicación del coeficiente global de transferencia de calor y el área de intercambio en un intercambiador.

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_{LMTD}} \quad (2.49)$$

El ΔT_{LMTD} , puede ser evaluado como:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{\text{Caliente, entrada}} - T_{\text{Fria, salida}}) - (T_{\text{Caliente, salida}} - T_{\text{Fria, entrada}})}{\ln \frac{(T_{\text{Caliente, entrada}} - T_{\text{Fria, salida}})}{(T_{\text{Caliente, salida}} - T_{\text{Fria, entrada}})}} \quad (2.50)$$

Otro método de evaluación de intercambiadores de calor es el método de la eficiencia, η_{HEX} . En este método la eficiencia de un intercambiador de calor es definida como el ratio de la transferencia actual por la máxima transferencia posible para las condiciones dadas.

$$\eta_{\text{HEX}} = \frac{Q_{\text{act}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{T_{\text{Fria salida}} - T_{\text{Fria entrada}}}{T_{\text{Caliente entrada}} - T_{\text{Fria entrada}}} \quad (2.51)$$

- *Definición de la temperatura media logarítmica para generadores en máquinas de absorción*

En las enfriadoras de agua por absorción tradicionalmente, el generador y el condensador están contenidos en una misma unidad o carcasa. En el caso de generadores de intercambiadores de calor de placas, Figura 2.18 a), es comúnmente usado un separador de vapor ubicado en la corriente de salida del generador. En el separador, la corriente de salida del vapor es enviada al condensador y la solución pobre en refrigerante es enviada de regreso al absorbedor. De acuerdo con de Vega *et al.* en 2006 el vapor que es enviado al condensador (corriente 7, Figura 2.18 a)) y la solución pobre (corriente 4, Figura 2.18 a)) se encuentran en equilibrio a la misma temperatura [99]. El ΔT_{LMTD} que es usado en este caso es calculado por la ecuación 2.52:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_3)}{\ln \frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_3)}} \quad (2.52)$$

Para el caso de los generadores de intercambiadores inundados de tubos y carcasa, Figura 2.18 b), la entrada de la solución rica del absorbedor (corriente 3, Figura 2.18 b)) y la salida del vapor en la parte superior (corriente 7, Figura 2.18 b)), están en equilibrio a la temperatura de entrada de la solución rica. La solución pobre (corriente 4, Figura 2.18 b)) es extraída desde la parte inferior del generador. La unidad debe ser diseñada de tal forma que exista un gradiente de concentración desde la parte superior hasta la

inferior. El ΔT_{LMTD} usado en este tipo de intercambiadores es calculado usando la ecuación 2.53. En el caso de los generadores tipo spray, representado en la Figura 2.18 c), el ΔT_{LMTD} utilizando es calculado mediante la ecuación 2.54.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\text{Ln} \frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_7)}} \quad (2.53)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_4)}{\text{Ln} \frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_4)}} \quad (2.54)$$

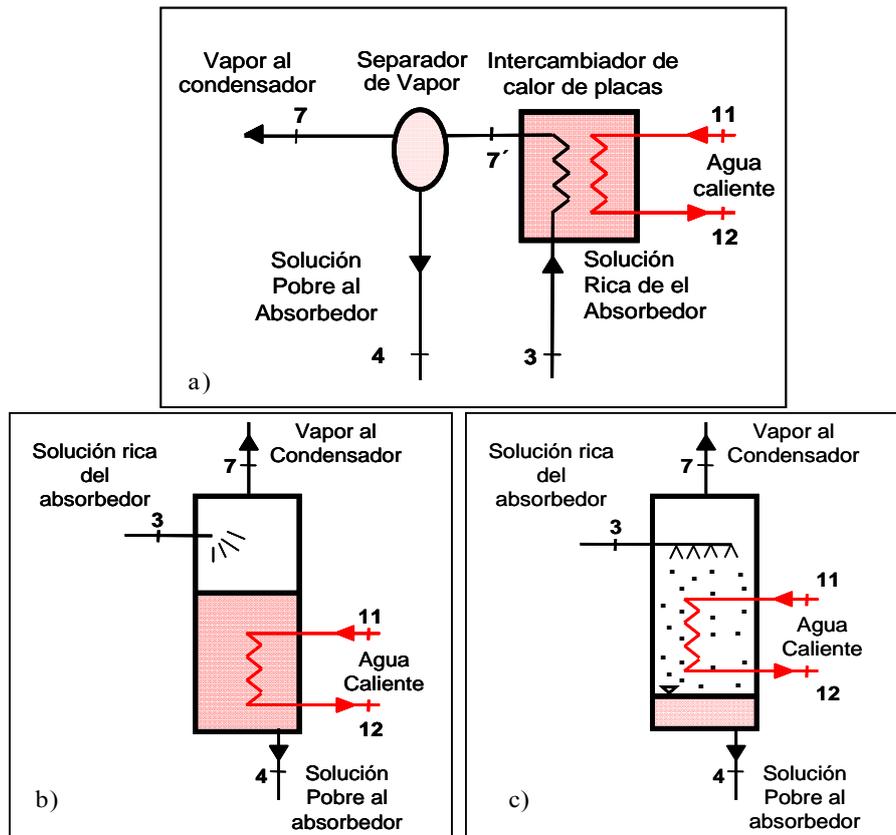


Figura 2.18. Diagrama de un generador utilizando a) intercambiador de placas, b) intercambiador inundado de tubos y carcasa e c) intercambiador tipo spray.

- *Definición de la temperatura media logarítmica para absorbedores en las enfriadoras de agua por absorción*

En el caso del cálculo de la temperatura media logarítmica para los absorbedores [100], existen diferentes formas de calcular la media logarítmica dependiendo del tipo de absorbedor. Se plantea que bajo las mismas condiciones (igual temperatura de disipación e igual concentraciones de la solución), la temperatura media logarítmica de un absorbedor tipo spray es reducida en comparación a un absorbedor de película descendente. En las Figuras 2.19 se representan las diferencias de temperatura

dependiendo del tipo de absorbedor utilizado, se aprecia que la diferencia de temperatura en un absorbedor de película descendente es mayor en comparación con un absorbedor tipo spray, cuando se esta utilizando la misma temperatura de disipación. En la Figuras 2.20 se representa este tipo de absorbedores y en las ecuaciones 2.55 y 2.56 sus respectivos ΔT_{LMTD} para el cálculo del coeficiente global.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{si} - T_{hso}) - (T_{so} - T_{hsi})}{Ln \frac{(T_{si} - T_{hso})}{(T_{so} - T_{hsi})}} \quad (2.55)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{eqs} - T_{hso}) - (T_{eqw} - T_{hsi})}{Ln \frac{(T_{eqs} - T_{hso})}{(T_{eqw} - T_{hsi})}} \quad (2.56)$$

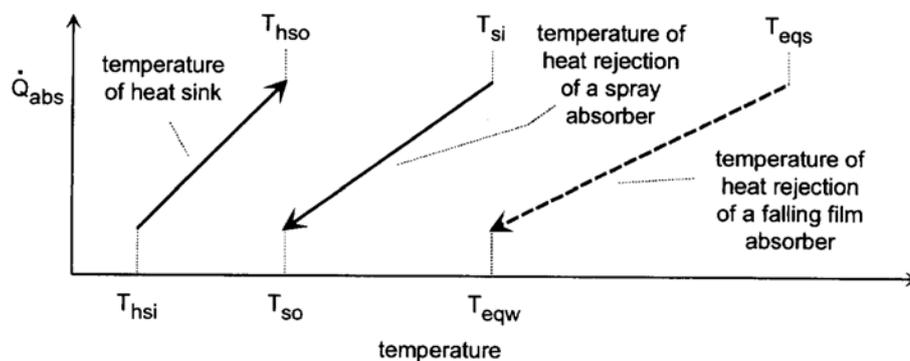


Figura 2.19. Diferencias de temperaturas del calor de disipación de absorbedores de spray y de película descendente [100].

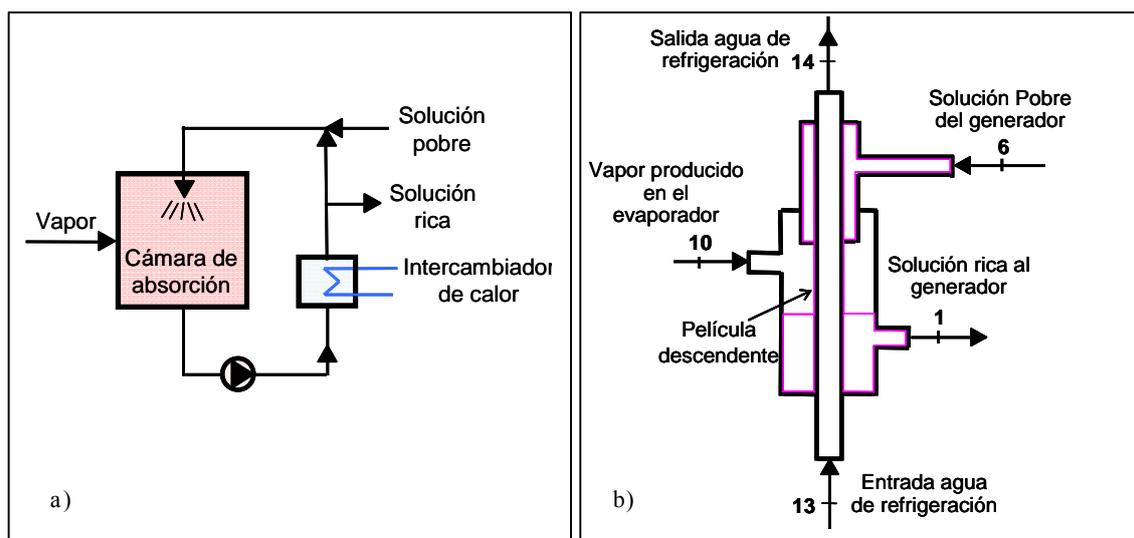


Figura 2.20. Diagrama de un absorbedor a) tipo spray y b) de película descendente.

- *Coefficiente global de transferencia de calor*

El coeficiente global de transferencia de calor (U), no es un valor constante, el mismo está en función del flujo, temperatura, presión y de las características físicas del equipo; que dependen del tipo de intercambiador (intercambiador de placas, paso simple, espiral, etc.). Para un intercambiador de simple tubo el coeficiente global es una función del coeficiente de transferencia de calor interno, $h_{Interno}$, y externo, $h_{Externo}$, del tubo como se muestra en la ecuación 2.57.

$$UA = \frac{l}{\frac{l}{h_{Interno} A_{Interno}} + \frac{\ln(d_{Externo} / d_{Interno})}{2\pi kL} + \frac{l}{h_{Externo} A_{Externo}}} \quad (2.57)$$

Un valor preciso del coeficiente global de transferencia de calor no puede ser completado sin un considerable nivel de detalle y diseño de componentes, algunos valores típicos pueden ser encontrados en la literatura y usados como primera aproximación en los cálculos [101]. En la Tabla 2.9 se observan valores típicos de U para una variedad de intercambiadores de calor, teniendo en cuenta la transferencia media de intercambio de calor. Esta tabla no provee un resultado exacto para cada de los distintos componentes en máquinas de absorción.

Tabla 2.9. Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor en intercambiadores tubulares.

Tipo	Lado externo tubo	Lado Interno tubo	Típico valor de (U) (W/m ² K)
Líquido-Líquido	Agua	Agua	1136-1420
	Solventes orgánicos	Agua	284-852
	Solventes orgánicos	Solventes orgánicos	114-341
Gas-líquido	Agua	Aire, N ₂ , etc. (Comprimido)	114-227
	Agua	Aire, N ₂ , etc. (Atmosférico)	28-114
	Aire, N ₂ , etc. (Comprimido)	Agua	227-454
	Aire, N ₂ , etc. (Atmosférico)	Agua	57-284
Condensados de vapor-Líquido	Vapor	Agua	2271-5678
	Hidrocarbonos de baja ebullición (Atmosféricos)	Agua	454-1136
	Hidrocarbonos de alta ebullición (vacío)	Agua	114-284
	Solventes orgánicos (Atmosféricos)	Agua	568-1136
Vaporizadores	Propano, butano, etc	Condensado de vapor	1136-1703
	Agua	Condensado de vapor	1420-2271

- *Valores típicos de coeficientes globales basados en experimentos en enfriadoras de absorción.*

Algunos autores han presentado diversos trabajos referentes a máquinas de absorción de LiBr (Tabla 2.10), donde se han obtenido valores de U y UA en los intercambiadores de calor de la máquina. Estos valores han sido utilizados para la simulación y análisis de la eficiencia de las máquinas bajo diversas condiciones externas e internas.

Tabla 2.10. Valores presentados de UA y U en la literatura sobre máquinas de absorción de LiBr.

Autor	Potencia frigorífica (kW)	Componente	U (kW/m ² K)	UA (kW/K)
P.J. Martinez [102]	41.8 (SE)	Generador	1.5	8.48
		Condensador	2.5	17.8
		Evaporador	1.5	11.9
		Absorbedor	0.7	6.11
G.A. Florides [98]	1 (SE)	Generador	-	2.30
		Condensador	-	3.20
		Evaporador	-	0.10
		Absorbedor	-	0.40
G. Figueredo. et. Al [103]	200 (DE/SE)	Generador	0.77	15.4
		Condensador	3.86	59.0
		Evaporador	1.47	59.9
		Absorbedor	0.50	37.7
Hongxi Yin. et. Al [104]	16 (DE)	Generador	-	0.75
		Condensador	-	1.4
		Evaporador	-	2.7
		Absorbedor	-	3.1

- *Correlaciones utilizadas para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor.*

Cuando se tiene información detallada de la configuración física de los intercambiadores de calor de la enfriadora de absorción, es posible utilizar correlaciones empíricas para calcular los coeficientes internos y externos de transferencia de calor y así calcular el coeficiente global de cada intercambiador. En la Tabla 2.11 se realiza un resumen de correlaciones utilizadas para este cálculo.

Tabla 2.11. Resumen de correlaciones utilizadas para los intercambiadores de las enfriadoras de absorción.

Componente	Autor	Proceso	Correlación
Generador	Gnielinski [105]	Agua caliente dentro de los tubos	$\frac{h_{ig} d_{ig}}{k} = \frac{(f/8)(Re-1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr_{ig}^{2/3} - 1)} \quad (2.58)$
			$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$
	Wang, <i>et al.</i> [106]	Ebullición en la superficie de los tubos	$Nu_g = 1087.3 \ln(Re_{fg}) - 2189.4 \quad (2.59)$
$Re_{fg} = 4\Gamma / \mu_{fg} \quad (2.60)$			
			$h_{generator-nucleate} = Nu_g d / k_{fg} \quad (2.61)$
Condensador	Dittus and Boelter [105]	Condensación dentro de los tubos	$\left(\frac{h_{oc} \cdot d}{k} \right) = 0.023 Re_{fc}^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (2.62)$
	Kern D. Q. [107]	Condensación en la superficie	$h_{oc} \cdot \left(\frac{v^2}{k^3 g} \right)^{1/3} = 1.51 Re_{fc}^{-1/3} \quad (2.63)$
Evaporador	Dittus and Boelter	Evaporación dentro de los tubos	$\left(\frac{h_{evap} \cdot d}{k} \right) = 0.023 Re_{evap}^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (2.64)$
	Chun and seban [108]	Evaporación en la superficie de los tubos	$h_{evap} \left(\frac{v^2}{g \cdot k^3} \right)^{1/3} = 3.8 \times 10^{-3} Re_{evap}^{0.4} \cdot Pr^{0.65} \quad (2.65)$
Absorbedor	Cosenza and Vliet, 1990 [109]	Absorción en la superficie de los tubos	$\frac{h_{oa} d_{fa}}{k_{fa}} = Nu_{oa} = a(Re_{fa})^b, \quad d_{fa} = \left(\frac{3\mu_{fa}\Gamma_a}{\rho_{fa} \cdot g} \right)^{1/3} \quad (2.66)$
	Dittus and Boelter	Absorción dentro de los tubos	$\frac{h_{ia} \cdot d_{ia}}{k_{wa}} = Nu_{ia} = 0.023 Re_a^{0.8} r_a^{0.4} \quad (2.67)$

2.3.2. Modelado termodinámico y validación experimental de las enfriadoras por absorción de pequeña potencia

A continuación se expone el modelado termodinámico y la validación experimental de dos enfriadoras de agua por absorción, de distintos modelos, seleccionadas en esta tesis; que fueron ensayadas en los laboratorios del CREVER de la Universidad Rovira i Virgili, en España.

2.3.2.1. Enfriadora de agua por absorción Chillii PSC 12

La enfriadora de agua por absorción modelada es de 12 kW de potencia frigorífica (Chillii PSC 12), distribuida por la compañía Solarnext. La misma fue ensayada en el banco de ensayos del grupo CREVER de la Universidad Rovira i Virgili. En la

Figura 2.21 se presenta un diagrama de la enfriadora con los principales componentes y sus corrientes internas y externas [110]. La Tabla 2.12 presenta información más extendida acerca de los datos nominales de funcionamiento de esta enfriadora. Información extendida de la Chilli PSC 12 puede se apreciada en el Anexo A2.

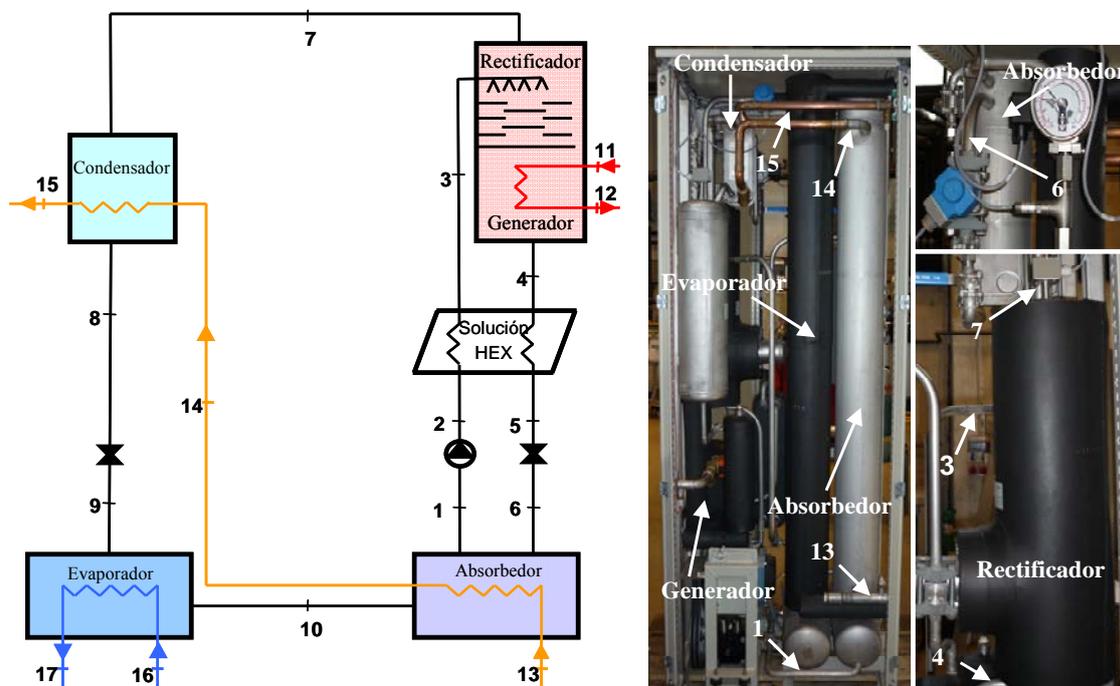


Figura 2.21. Enfriadora de agua por absorción instalada en el banco de ensayo del Crever de la Universidad Rovira i Virgili.

Tabla 2.12. Parámetros nominales de la enfriadora por absorción Chilli PSC 12.

Tecnología	Simple efecto
Fluidos de trabajo	Amoniaco/Agua
Agua fría (evaporador)	
Potencia frigorífica (kW)	12
Temperatura entrada (°C)	12
Temperatura salida (°C)	6
Flujo (kg/h)	1724
Agua caliente (generador)	
Potencia térmica (kW)	18.2
Temperatura entrada (°C)	85
Temperatura salida (°C)	78
Flujo (kg/h)	2241
Agua de enfriamiento (absorbedor/condensador)	
Potencia disipada (kW)	28.2
Temperatura entrada (°C)	24
Temperatura salida (°C)	29
Flujo (kg/h)	4862

El modelado de la enfriadora por absorción se realizó en régimen estacionario, utilizando el programa *Engineering Equation Solver* (EES) [111]. Para cada corriente

del ciclo se calculó su presión, temperatura, entalpía, flujos y composición. El modelo incluye para cada componente los balances de masa, de transferencia de calor, y las funciones de propiedades termodinámicas que corresponden. Las hipótesis utilizadas son las presentadas en el apartado 2.3.1. La enfriadora fue modelada utilizando el diseño preliminar y los parámetros de entrada para el modelado se presentan en la Tabla 2.13.

Tabla 2.13. Parámetros de entrada para el modelado de la enfriadora de agua por absorción Chilli PSC 12

Parametros	Simbolos	Valores
Potencia frigorífica(kW)	Qe	12
Temperatura de evaporación (°C)	T10	6
Temperatura de absorción (°C)	T1	30
Temperatura de generación (°C)	T4	82
Temperatura de condensación (°C)	T8	29.7
Eficiencia del intercambiador	η_{HEX}	0.96

En la Tabla 2.14, se presentan los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor, utilizando las condiciones nominales de la enfriadora.

Tabla 2.14. Valores de UA de los componentes de la enfriadora de agua por absorción Chilli PSC 12 a condiciones nominales

Componente	UA (kW/K)
Generador	8.2
Condensador	9
Evaporador	8.2
Absorbedor	3.4

Con el modelo de la enfriadora se procedió a analizar el efecto de la variación de las condiciones externas (temperatura de agua caliente, temperatura de agua de refrigeración y temperatura de agua fría), en el COP y en la potencia frigorífica de la enfriadora. Para este análisis se mantuvieron todas las variables de flujos y temperaturas externas constantes. En las Figuras 2.22 y 2.23 se aprecia el efecto de la variación de la temperatura del agua de refrigeración desde 24 hasta 32 °C, y la temperatura de salida del agua fría desde 6 a 11 °C, en el COP y la potencia frigorífica de la enfriadora. Como se observa en la Figura 2.22 el COP y la potencia frigorífica decrece cuando la temperatura del agua de refrigeración incrementa. Esto se debe a que la utilización de menor temperatura del agua de refrigeración, disminuye la presión en el condensador, lo que causa un aumento del COP y de la capacidad frigorífica. También en la Figura 2.23, se aprecia cómo aumenta el COP y la potencia frigorífica cuando se incrementa la temperatura del agua fría.

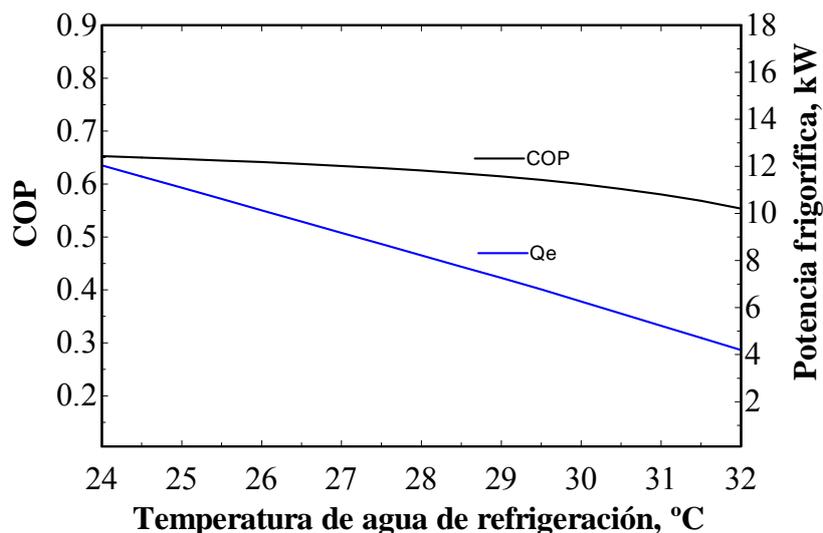


Figura 2.22. Variación del COP y la potencia frigorífica en función de la temperatura del agua de refrigeración para la enfriadora de agua por absorción Chilli PSC12.

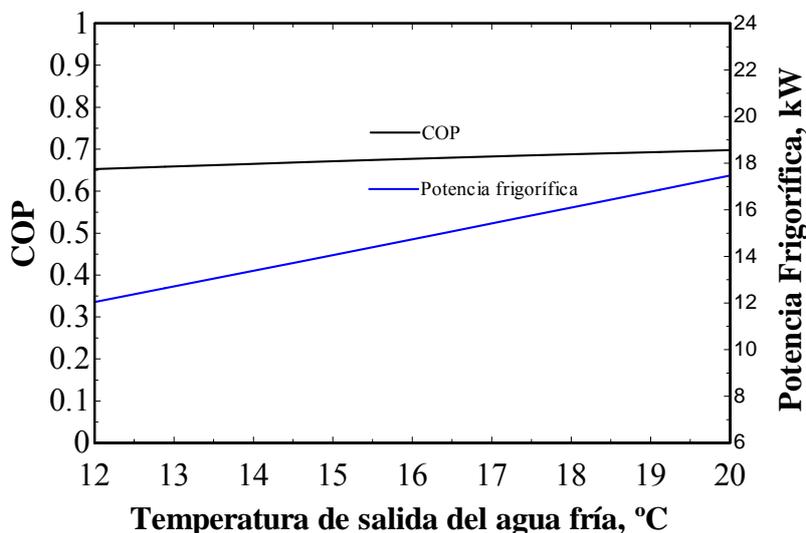


Figura 2.23. Variación del COP y la potencia frigorífica en función de la temperatura de salida del agua fría para la enfriadora de agua por absorción Chilli PSC12.

En la Figura 2.24 se aprecia una comparación entre los resultados simulados y los datos obtenidos de los ensayos de la enfriadora. El modelo puede predecir la tendencia de los datos experimentales, especialmente a bajas temperaturas del agua de activación en el generador entre 75 y 80 °C. Para las demás temperaturas analizadas la precisión es menor, sin embargo para una temperatura de 90 °C, la predicción fue bastante buena. En general la predicción del modelo mostro un error máximo de un 6 %.

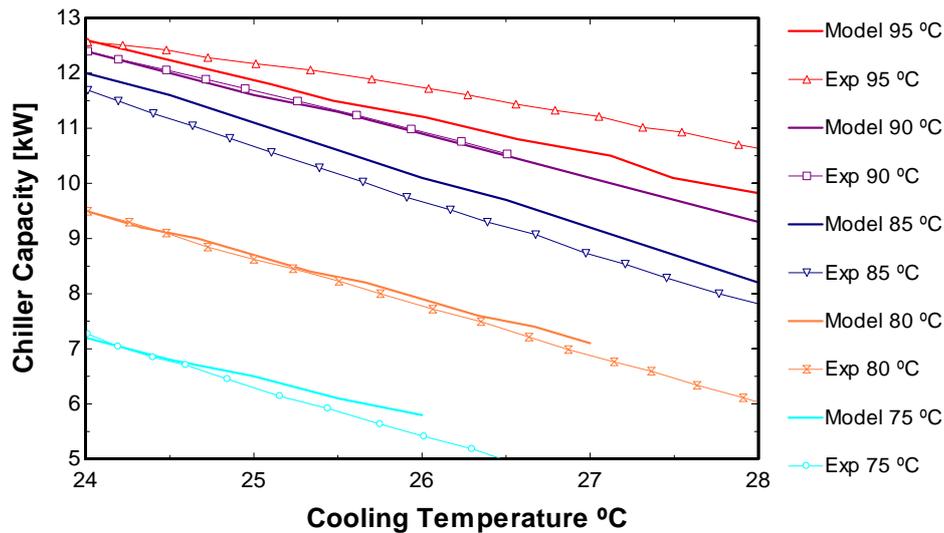


Figura 2.24. COP en funci3n de diferentes temperaturas del agua de refrigeraci3n y activaci3n para la enfriadora de agua por absorci3n Chilli PSC12.

2.3.2.2. Enfriadora de agua por absorci3n Rotartica 4.5

Igualmente, los modelos termodinámicos fueron utilizados para modelar la enfriadora de agua por absorci3n de la compaa Rotartica, Figura 2.25. Ésta fue ensayada en los laboratorios del grupo Crever de la Universidad Rovira i Virgili, España. Este equipo utiliza la denominada “tecnología de absorci3n rotativa” que permite intensificar los procesos de transferencia de calor y masa en los distintos componentes gracias al movimiento rotativo a que est sometido el sistema de absorci3n. La velocidad de rotaci3n de la unidad estudiada es de 400 rpm y el equipo se ensay3 en el modo de refrigeraci3n. Las características técnicas de la enfriadora modelo Rotartica 045 se muestran en la Tabla 2.15.

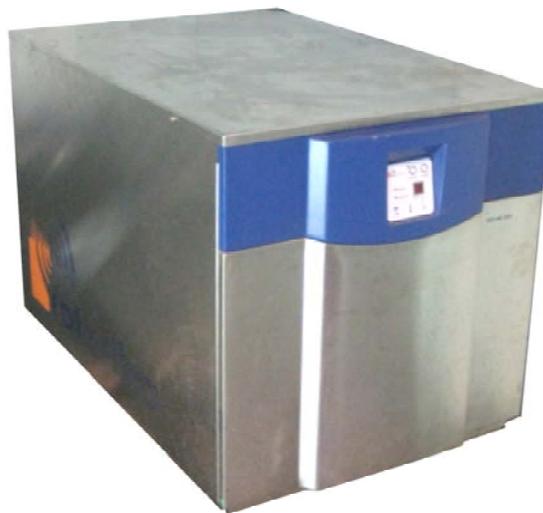


Figura 2.25. Enfriadora de agua/ bomba de calor por absorci3n Rotartica Solar 045.

Tabla 2.15. Características técnicas de la unidad Rotartica Solar 045

Marca	Tecnología	Modelo			Fluido de trabajo	
Rotartica	Simple efecto	Solar 045			LiBr/H ₂ O	
	Potencia (kW)	Temperatura (°C)			Caudal Volumétrico (m ³ /h)	
		arranque	máx	diseño	mín	diseño
Agua caliente	7.2	80	108	90*	0.6	0.9
Agua fría	4.5			12**	1.2	1.56
Agua disipación	11.7			40**	1.5	1.98
Eléctrico	0.40					

* Temperatura de entrada; ** Temperatura de salida

En el trabajo presentado por Labus *et al.* en 2010 se pueden observar una extensión de los ensayos realizados con la enfriadora Rotartica en distintos modos de operación, tanto en modo refrigeración como en modo bomba de calor [112]. Para la realización del modelado termodinámico de la enfriadora Rotartica, los valores iniciales utilizados se resumen en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16. Parámetros de entrada para el modelado de la enfriadora de agua por absorción Rotartica Solar 045.

Parámetros	Símbolos	Valores
Potencia frigorífica (kW)	Q _e	4.5
Temperatura de evaporación (°C)	T10	5
Temperatura de absorción (°C)	T1	35.4
Temperatura de generación (°C)	T4	82
Temperatura de condensación (°C)	T8	38
Eficiencia del intercambiador	η_{HEX}	0.96

En la Tabla 2.17, se presentan los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor, utilizando las condiciones nominales de la enfriadora.

Tabla 2.17. Valores de UA de los componentes de la enfriadora de agua por absorción Rotartica Solar 045 a condiciones nominales.

Componente	UA (kW/K)
Generador	0.8
Condensador	3
Evaporador	0.7
Absorbedor	1.8

En la Figura 2.26 se aprecia los resultados del modelo de la potencia frigorífica y el COP en función de la temperatura de agua caliente. Las condiciones del funcionamiento del modelo eran una temperatura de salida del agua fría de 12 °C y una temperatura de entrada del agua de refrigeración de 35 °C. Se aprecia en la figura cómo la potencia

frigorífica aumenta con el incremento de la temperatura de activaci3n, en el caso del COP la variaci3n fue muy pequeña.

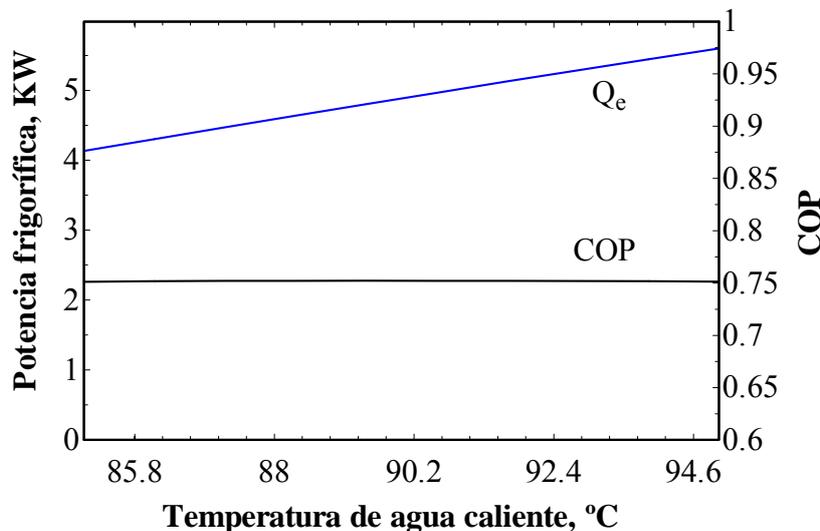


Figura 2.26. Potencia frigorífica y COP en funci3n de la temperatura del agua caliente para la enfriadora de agua por absorci3n Rotartica Solar 045.

Por su parte en la Figura 2.27 se aprecia una comparativa de la potencia frigorífica de algunos de los ensayos realizados con la enfriadora y el modelo termodinámico. Esta comparativa fue basada en ensayos con agua de activaci3n a 90 °C y agua de entrada de refrigeraci3n a 35 °C, la temperatura del agua fría fue variada utilizando los valores de 7, 10, 12 y 15 °C [113]. Se aprecia en la figura cómo el modelo puede predecir la tendencia de los resultados experimentales, en el caso de las temperaturas de agua fría más elevadas, el error entre las dos mediciones fue mucho menor, el error disminuy3n con el incremento de la temperatura de salida del agua fría desde alrededor de un 42 % hasta un 7 %.

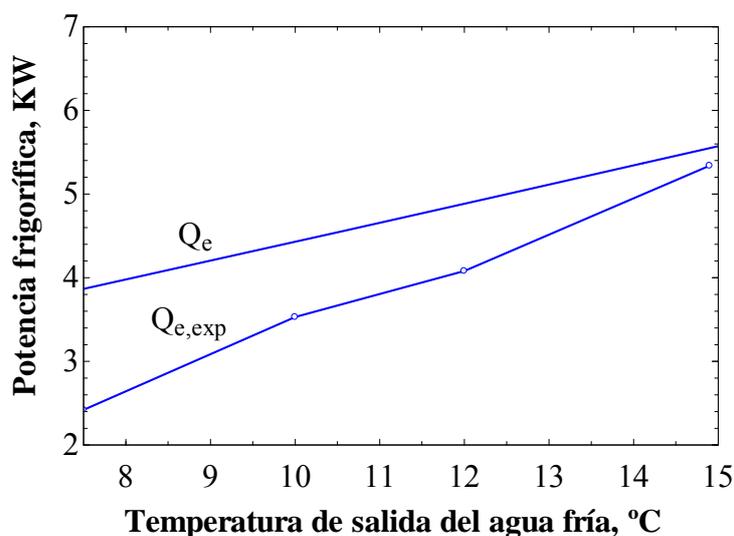


Figura 2.27. Potencia frigorífica en funci3n de la temperatura de salida del agua Fría para la enfriadora de agua por absorci3n Rotartica Solar 045

CAPÍTULO 3

CONFIGURACIONES DE

TRIGENERACIÓN:

MODELIZACIÓN Y OBTENCIÓN DE

PRESTACIONES

3.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan y modelan diferentes configuraciones de trigeneración, con la finalidad de obtener las prestaciones de cada una de ellas. La operatividad y el rendimiento de una configuración de trigeneración, se puede ver afectada por diversas variables, tales como, la forma de activación de las enfriadoras de absorción, el porcentaje de carga de los equipos de cogeneración, la temperatura ambiente y la temperatura de producción de agua fría, eficiencias, etc. En este capítulo se presentan y describen las configuraciones de trigeneración, formadas a partir de las tecnologías de cogeneración (microturbinas, motores de combustión, y pilas de combustible) estudiadas en el Capítulo 2 y las diferentes enfriadoras de agua por absorción modeladas en este mismo capítulo.

Además, se presenta el modelado de las configuraciones de trigeneración estudiadas. Dividido en configuraciones básicas y avanzadas. Se describe la metodología utilizada en el modelado de las configuraciones de trigeneración, así como también se presenta una evaluación del impacto en la variación de las condiciones de las corrientes externas que afectan al funcionamiento de las enfriadoras de agua por absorción. Por último se

presentan las prestaciones de fr3o, calor, electricidad y consumo de gas natural de cada una de las configuraciones obtenidas. Para finalizar se resume las prestaciones obtenidas en cada configuraci3n, bajo diferentes condiciones de funcionamiento, utilizados posteriormente en el Cap3tulo 4.

3.2. CONFIGURACIONES DE TRIGENERACI3N

A continuaci3n se presentan las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas y avanzadas estudiadas.

3.2.1 Configuraciones de trigeneraci3n b3sicas

Las configuraciones b3sicas consideradas en este trabajo fueron las presentadas a continuaci3n:

3.2.1.1. Configuraci3n 1: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorci3n de simple efecto de agua/bromuro de litio, activada con agua caliente, MGT+SE H₂O/LiBr

En esta configuraci3n los gases de escape de la microturbina pasan inicialmente por un intercambiador de calor con el fin de producir agua caliente y activar indirectamente la enfriadora de agua por absorci3n (Figura 3.1). Este tipo de configuraci3n es la m3s usada en aplicaciones tradicionales de trigeneraci3n [114-116].

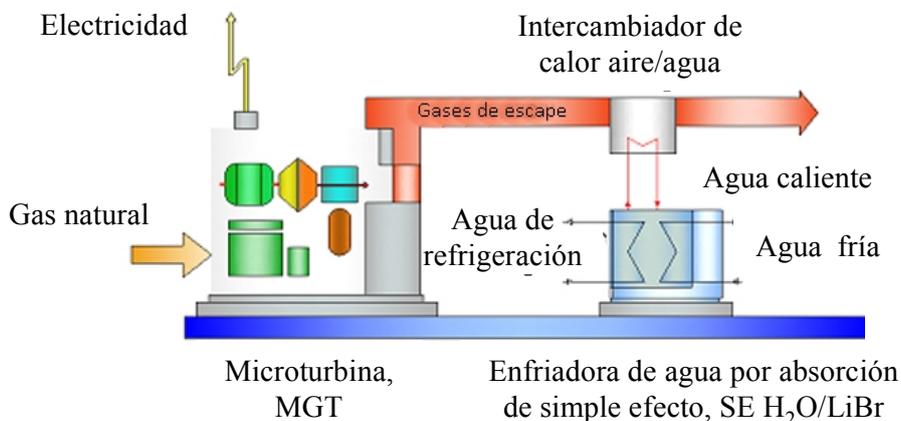


Figura 3.1. Configuraci3n MGT+SE H₂O/LiBr.

3.2.1.2. Configuraci3n 2: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorci3n de simple efecto de amon3aco/agua, activada con agua caliente, MGT+SE NH₃/H₂O

La descripci3n de esta configuraci3n es similar a la Configuraci3n 1, la diferencia se encuentra principalmente en que en este caso la enfriadora de agua por absorci3n utiliza como fluido de trabajo amon3aco/agua y puede trabajar a temperaturas bajo cero grados.

3.2.1.3. Configuración 3: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio, activada con agua caliente, MCI+SE H₂O/LiBr

El calor residual proveniente de las camisas de los motores de combustión interna es aprovechado para activar la enfriadora de agua por absorción de simple efecto. En este caso, toda la energía térmica de los gases de escape, esta disponible para utilizarse en otras aplicaciones térmicas del edificio. En la Figura 3.2 se muestra un esquema de esta configuración [117, 118].

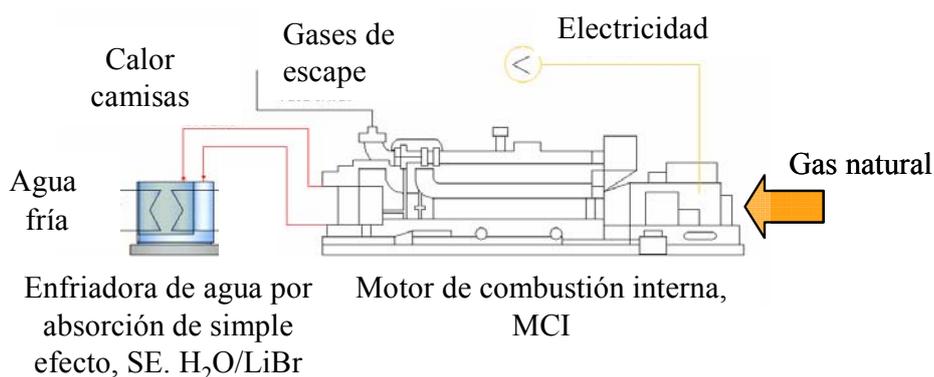


Figura 3.2. Configuración MCI+SE H₂O/LiBr.

3.2.1.4. Configuración 4: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio, activada con agua caliente en serie con gases de escape y agua caliente del motor, MCI+SE H₂O/LiBr, S

En la configuración MCI+SE H₂O/LiBr, S, la temperatura y potencia del agua caliente de las camisas son incrementadas en un intercambiador de calor agua/gas, utilizando el calor proveniente de los gases de escape. Con lo que se consigue una temperatura mayor a 90 °C y así activar la enfriadora de agua por absorción a una mayor temperatura. Este tipo de configuración es implementada frecuentemente en aplicaciones de trigeneración donde se necesite una potencia frigorífica elevada [119]. Esta configuración de trigeneración se presenta en la Figura 3.3.

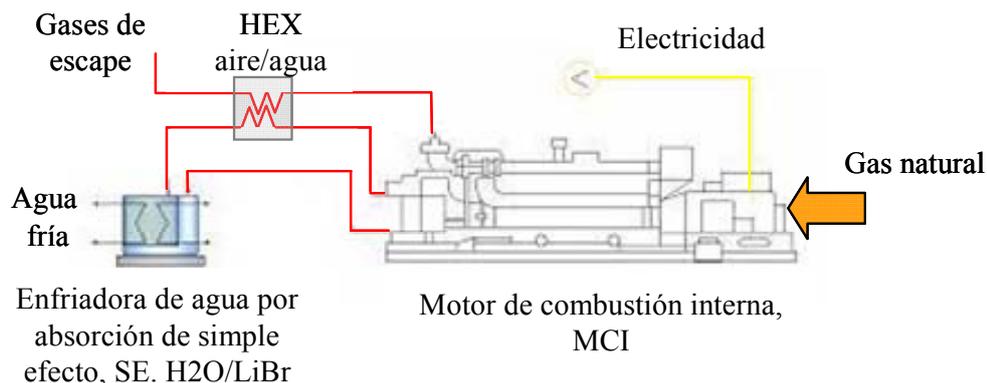


Figura 3.3. Configuraci3n MCI+SE H₂O/LiBr, S.

3.2.1.5. Configuraci3n 5: Pila de combustible y enfriadora de agua por absorci3n de simple efecto de agua/bromuro de litio activada con agua caliente, FC+SE H₂O/LiBr

La potencia t3rmica del circuito de refrigeraci3n de la pila de combustible se utiliza para activar una enfriadora de agua por absorci3n de simple efecto de agua/bromuro de litio para la producci3n frigor3fica (Figura 3.4). Este sistema cuenta con un reformador de gas natural para obtener hidrogeno. [120,121].

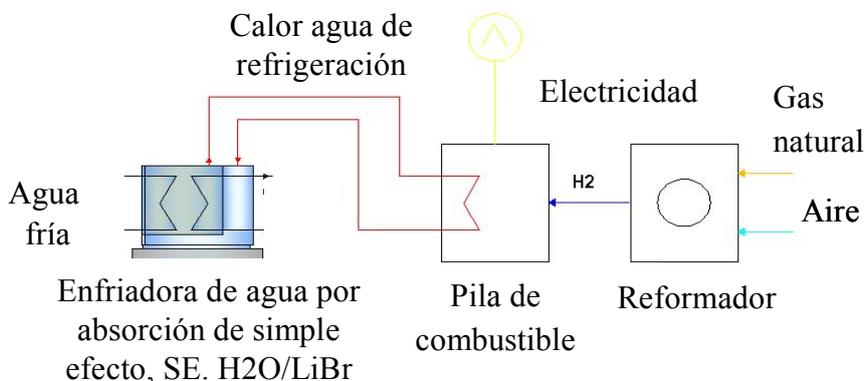


Figura 3.4. Configuraci3n FC+SE H₂O/LiBr.

3.2.2 Configuraciones de trigeneraci3n avanzadas

3.2.2.1 Configuraci3n 6: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorci3n de doble efecto de agua/bromuro de litio, MGT+DE H₂O/LiBr

La caracter3stica principal de esta configuraci3n es que los gases de escape provenientes de la microturbina ingresan directamente en el generador de alta temperatura de una enfriadora de agua por absorci3n de doble efecto. Dependiendo de la temperatura de salida de los gases de escape de la enfriadora, es posible obtener una potencia t3rmica adicional considerable, para usarse en otras aplicaciones en edificios [122]. (Figura 3.5).

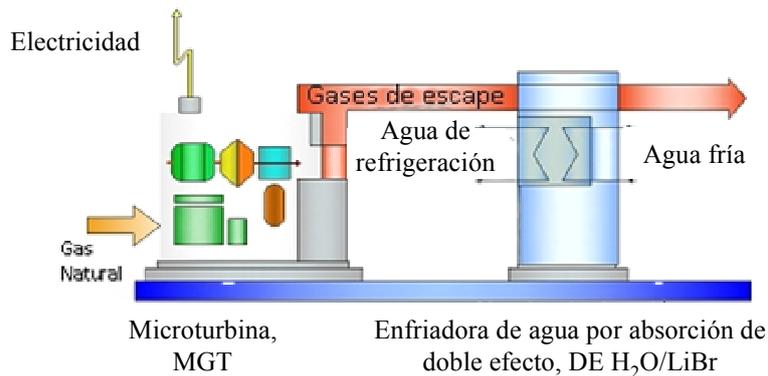


Figura 3.5. Configuraci3n MGT+DE H₂O/LiBr.

3.2.2.2 Configuraci3n 7: Motor de combusti3n interna y enfriadora de agua por absorci3n de doble efecto de agua/bromuro de litio, MCI+DE H₂O/LiBr

En la Figura 3.6 se representa la Configuraci3n 7, compuesta por un motor de combusti3n interna y una enfriadora de agua por absorci3n de doble efecto de H₂O/LiBr. La activaci3n de la enfriadora se realiza utilizando directamente los gases de escape del motor en el generador de alta temperatura de la enfriadora. Con esta configuraci3n se tiene la opci3n de utilizar la potencia t3rmica de las camisas del motor en otras aplicaciones t3rmicas en edificios.

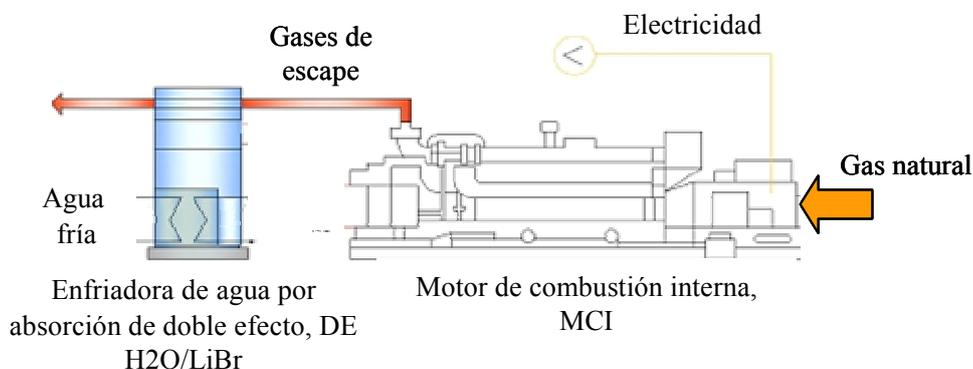


Figura 3.6. Configuraci3n MCI+DE H₂O/LiBr.

3.2.2.3 Configuraci3n 8: Motor de combusti3n interna y enfriadora de agua por absorci3n de doble efecto de agua/bromuro de litio, MCI+SE/DE H₂O/LiBr

En esta configuraci3n los gases de escape del motor son utilizados para activar la enfriadora por absorci3n de forma directa en el generador de alta temperatura. El agua caliente de las camisas es utilizada para activar el generador de baja temperatura. Seg3n algunos estudios con estas configuraciones se pueden obtener un aumento de la capacidad de refrigeraci3n alrededor del 25% en comparaci3n a una m3quina de

refrigeraci3n por absorci3n de doble efecto, activada solamente con una fuente de calor residual (proveniente de un motor alternativo de combusti3n interna) [123-127]. (Figura 3.7).

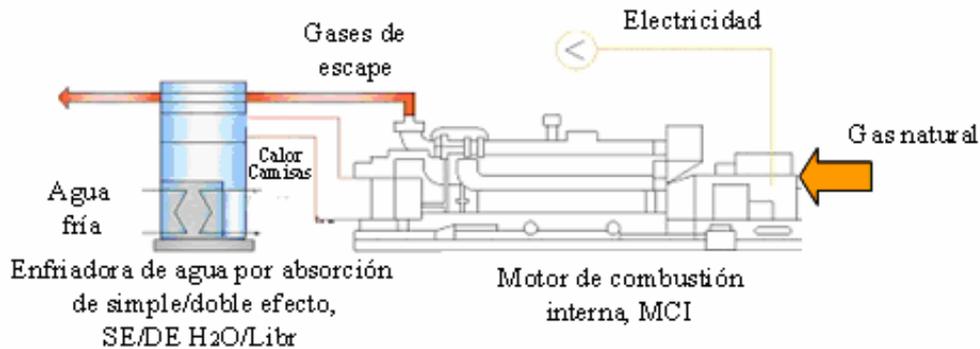


Figura 3.7. Configuraci3n MCI+SE/DE H₂O/LiBr.

3.2.3 Resumen de las caracter3sticas principales de las configuraciones de trigeneraci3n

En la Tabla 3.1 y 3.2, se resumen las principales caracter3sticas de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas y avanzadas propuestas.

Tabla 3.1. Configuraciones de trigeneración básicas.

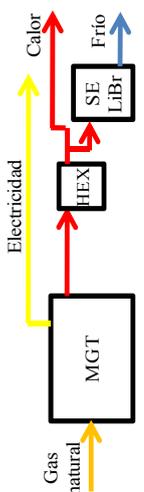
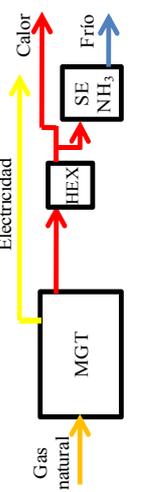
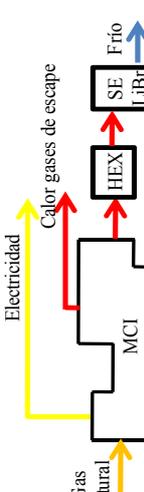
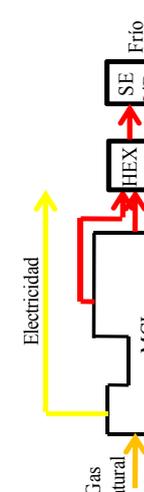
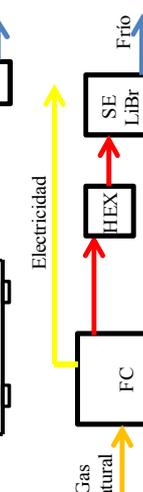
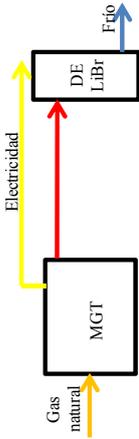
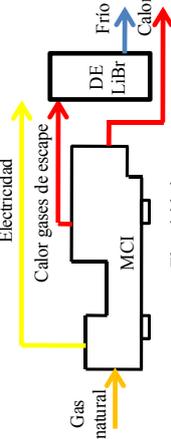
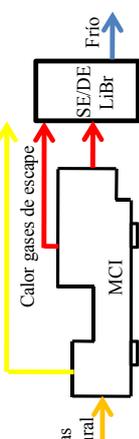
Conf.	Nomenclatura	Tecnología de cogeneración	Fluido de activación del equipo de recuperación de calor	Tecnología activada térmicamente			Representación gráfica		
				Máquina de refrigeración por absorción	Fluido de trabajo	Modo de activación		Modo de refrigeración	
Básica	1	MGT+SE H ₂ O/LiBr	agua caliente	simple efecto, SE	H ₂ O/LiBr	indirecto	agua		
	2	MGT+SE NH ₃ /H ₂ O	agua caliente	simple efecto, SE	NH ₃ /H ₂ O	indirecto	agua		
	3	MCI+SE H ₂ O/LiBr	Motor de combustión interna, MCI	agua caliente	simple efecto, SE	H ₂ O/LiBr	indirecto	agua	
	4	MCI+SE H ₂ O/LiBr, S	Motor de combustión interna, MCI	agua caliente	simple efecto, SE	H ₂ O/LiBr	indirecto en serie, S	agua	
	5	FC+SE H ₂ O/LiBr	Pila de combustible, FC	agua caliente	simple efecto, SE	H ₂ O/LiBr	indirecto	agua	

Tabla 3.2. Configuraciones de trigeneración avanzadas

Conf.	Nomenclatura	Tecnología de cogeneración	Fluido de activación del equipo de recuperación de calor	Tecnología activada térmicamente			Representación gráfica	
				Máquina de refrigeración por absorción	Fluido de trabajo	Modo de activación		Modo de refrigeración
6	MGT+DE H ₂ O/LiBr	Microturbina de gas, MGT	-	doble efecto, DE	H ₂ O/LiBr	directo	agua	
7	MCI+DE H ₂ O/LiBr	Motor de combustión interna, MCI	-	doble efecto, DE	H ₂ O/LiBr	directo	agua	
8	MCI-SE/DE H ₂ O/LiBr	Motor de combustión interna, MCI	-	simple/doble efecto, SE/DE	H ₂ O/LiBr	directo	agua	

Avanzadas

3.3 MODELADO Y OBTENCI3N DE PRESTACIONES DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACI3N

3.3.1 Metodologí a del modelado de las configuraciones de trigeneraci3n

El diagrama de flujo con los pasos seguidos para la realizaci3n del modelo, se presenta en la Figura 3.8. El programa utilizado para modelar las enfriadoras de agua por absorci3n de cada una de las configuraciones de trigeneraci3n, es el Engineering Equation Solver (EES) [111]. Entre las funciones b3sicas que posee el programa, se encuentra la soluci3n eficiente de ecuaciones algebraicas no lineales. La principal diferencia entre el EES y otros programas radica en que el EES provee una librería completa para el c3lculo de propiedades termofísicas.

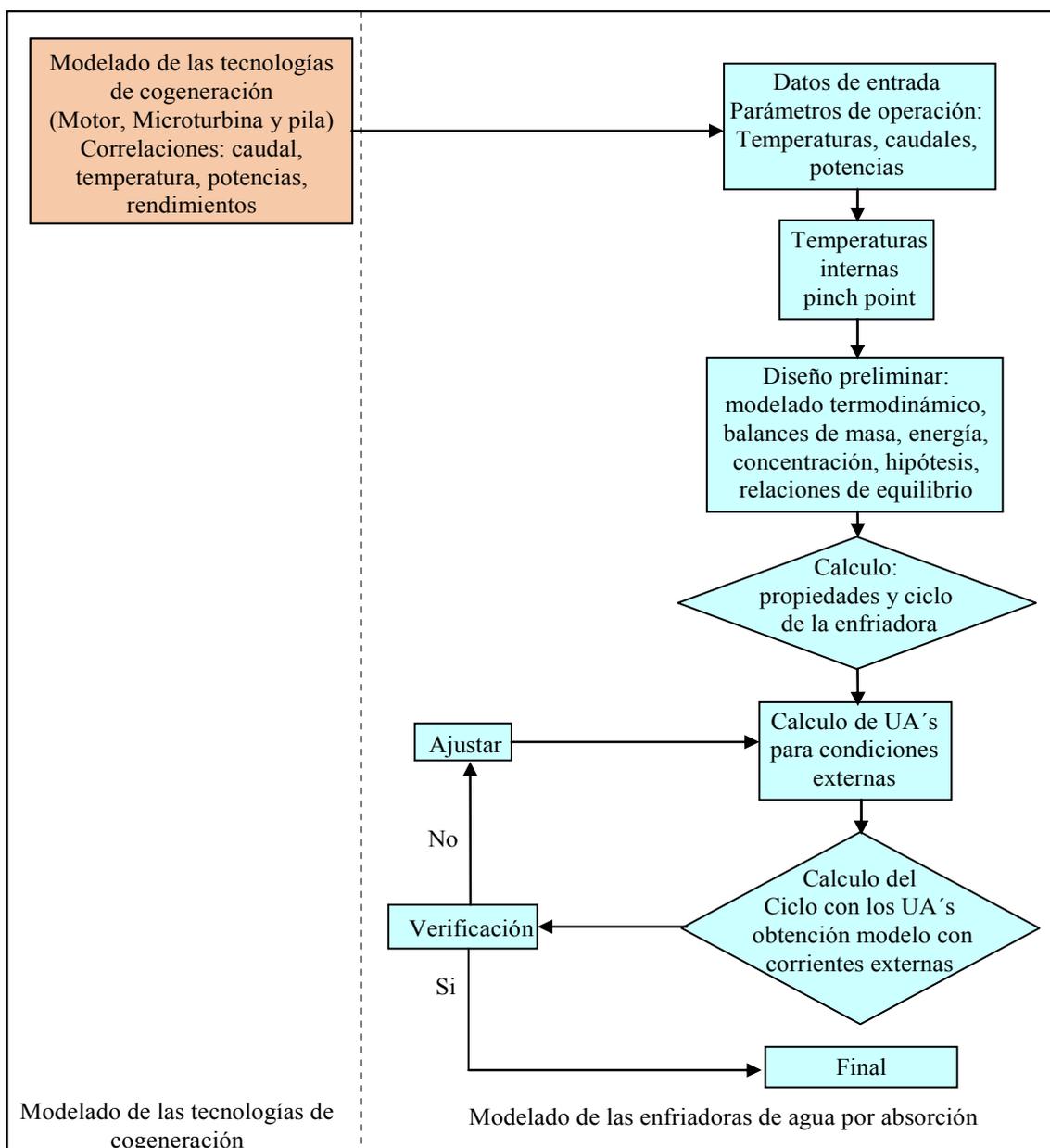


Figura 3.8. Estructura del modelado de las configuraciones de trigeneraci3n.

Utilizando las correlaciones obtenidas y resumidas en la Tabla 2.5 del capítulo 2, fue posible determinar los valores de temperatura, caudal, potencias y eficiencias del motor, la microturbina y la pila de combustible. Estos valores fueron utilizados como datos de entrada en los modelos de las enfriadoras de agua por absorción, de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas. De esta forma fue posible obtener los datos operacionales completos de cada configuración de trigeneración.

3.3.2 Metodología del modelado de las configuraciones de trigeneración básicas.

En el modelado de las configuraciones con activación indirecta, se ha estimado un valor del coeficiente global UA del intercambiador de calor intermedio entre el equipo de cogeneración y la enfriadora. En los intercambiadores intermedios de las configuraciones con microturbina y motor, primero se asumió una temperatura de salida de los gases de escape en el intercambiador de 95 °C, para evitar condensaciones en el intercambiador. En la corriente fría, que es la corriente de agua caliente de activación, se utilizó una temperatura de 90 °C y un retorno al intercambiador de 85 °C. El método usado para el cálculo del UA es el método $\varepsilon - NTU$ [128]. Se puede apreciar en la Figura 3.9, una representación de los valores de UA del intercambiador intermedio y de la potencia térmica contenida en los gases de escape, para diversas temperaturas de entrada de los gases de la microturbina de gas en las configuraciones básicas. Los valores promedios del coeficiente global de transferencia de los intercambiadores de calor agua/gas de las configuraciones que utilizan microturbina y motor de combustión fueron 0.95 y 2.1 kW/°C respectivamente. El valor del coeficiente global de transferencia de calor UA, es utilizado en el modelo como dato de entrada de las enfriadoras de agua por absorción

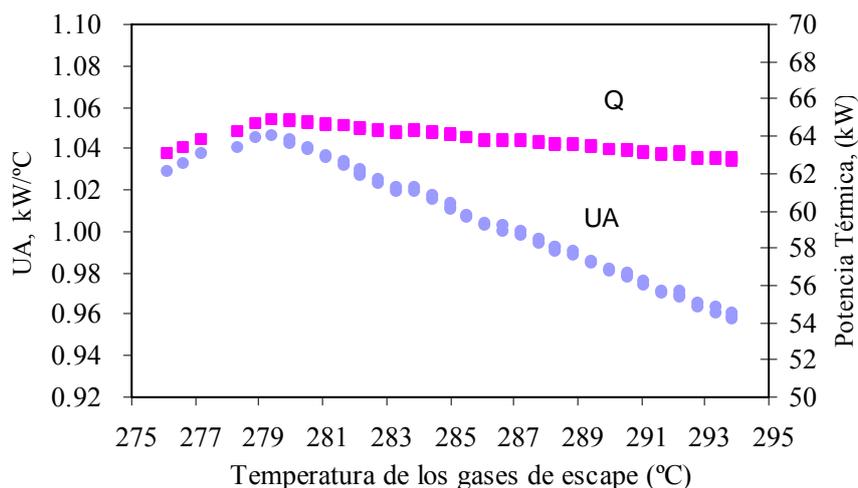


Figura 3.9. Representación de los valores UA del intercambiador intermedio en función de la temperatura de entrada de los gases de escape de la microturbina.

El procedimiento del modelado de las configuraciones de trigeneración básicas se describe detalladamente para la Configuración MGT+SE H₂O/LiBr, cuyo diagrama de flujo detallado se presenta en la Figura 3.10. Las demás configuraciones básicas se modelaron realizando el mismo procedimiento. Teniendo en cuenta las diferentes potencias, caudales y temperaturas suministradas por la microturbina, el motor o la pila de combustible, según sea el caso.

Primeramente, se escribieron las ecuaciones de los balances por cada componente de la enfriadora de simple efecto, descritas en la Tabla 2.7. Seguidamente, se utilizaron las correlaciones para el cálculo de las propiedades, como la entalpía y funciones de equilibrio en cada punto de las corrientes dentro del ciclo, relacionadas con la temperatura, composición, calidad del vapor y concentración de la solución (H₂O/LiBr o NH₃/H₂O).

En el modelado de la enfriadora, se consideraron las siguientes asunciones:

- Se considera estado estacionario.
- El estado del refrigerante se considera vapor saturado en el punto 10 y líquido saturado en el punto 8.
- La solución y el refrigerante se encuentran en líquido saturado en el punto 4 y el punto 8 respectivamente.
- La expansión en las válvulas del ciclo se consideraron isoentálpicas (Puntos: 5-6, 8-9) y se considera comportamiento ideal en las bombas de solución (isentrópica).
- La temperatura en el punto 7, se encuentra en equilibrio con la temperatura del punto 3
- No existen pérdidas de calor.

Para la realización del modelado sin las corrientes externas, se consideraron algunos valores de funcionamiento internos de la enfriadora como algunas temperaturas internas de trabajo en los diferentes componentes del ciclo. Estas temperaturas se han determinado en función de las fuentes externas de calor, fijadas en este caso por la temperatura del calor residual proveniente de la tecnología de cogeneración (calor en el generador) y la temperatura de agua fría y agua de refrigeración de la enfriadora.

A continuación se presentan los datos de entrada utilizados, los cuales tienen en cuenta los incrementos de temperatura típicos para cada intercambiador del ciclo de absorción. Se consideraron 6 variables independientes como mínimas para la realización del modelado de una enfriadora de simple efecto [129]. Dichas variables independientes son las siguientes:

- Temperatura de generación: T₄=85 °C
- Temperatura de condensación: T₈=32 °C

- Temperatura de evaporación: $T_{10}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de absorción: $T_1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Eficiencia del intercambiador de la solución: $\epsilon=0.85$
- Calor en el generador: $Q_g=61\text{ kW}$

El COP y las potencias en los intercambiadores del ciclo, pueden ser calculados con los parámetros internos del ciclo. Esto significa que los cálculos no consideran las temperaturas externas o las áreas de los intercambiadores de calor del ciclo, solamente los parámetros de los fluidos de trabajo, temperaturas, concentraciones, y flujos de masa tanto del refrigerante y el absorbente. Seguidamente para unos valores fijos de las temperaturas externas, es posible calcular unos valores de los coeficientes globales de transferencia de calor [130]. En las Tablas 3.3 y 3.4, se presentan el resultado del modelado de la enfriadora de agua por absorción de la configuración MGT+SE H₂O/LiBr. Detalles de modelo esta presentado en el Anexo A.3.

Tabla 3.3. Propiedades de los puntos de la enfriadora de simple efecto de la configuración MGT+SE LiBr.

Punto	h (kJ/kg)	T (°C)	m (kg/s)	x (%)	P (kPa)
1	74.66	30	0.1775	55.45	0.657
2	74.67	30	0.1775	55.45	4.758
3	127.70		0.1775	55.45	4.758
4	203.60	80	0.1578	62.35	4.758
5	144.00	48	0.1578	62.35	4.758
6	144.00		0.1578	62.35	0.657
7	2,622	65	0.0196	0	4.758
8	134.00	32	0.0196	0	4.758
9	134.00		0.0196	0	0.657
10	2,502	1	0.0196	0	0.657

Tabla 3.4 Potencias térmicas en los principales componentes de la enfriadora de simple efecto de la configuración MGT+SE LiBr.

Componente	Potencia térmica (kW)
Evaporador	46.5
Generador	61.0
Absorbedor	58.6
Condensador	48.9

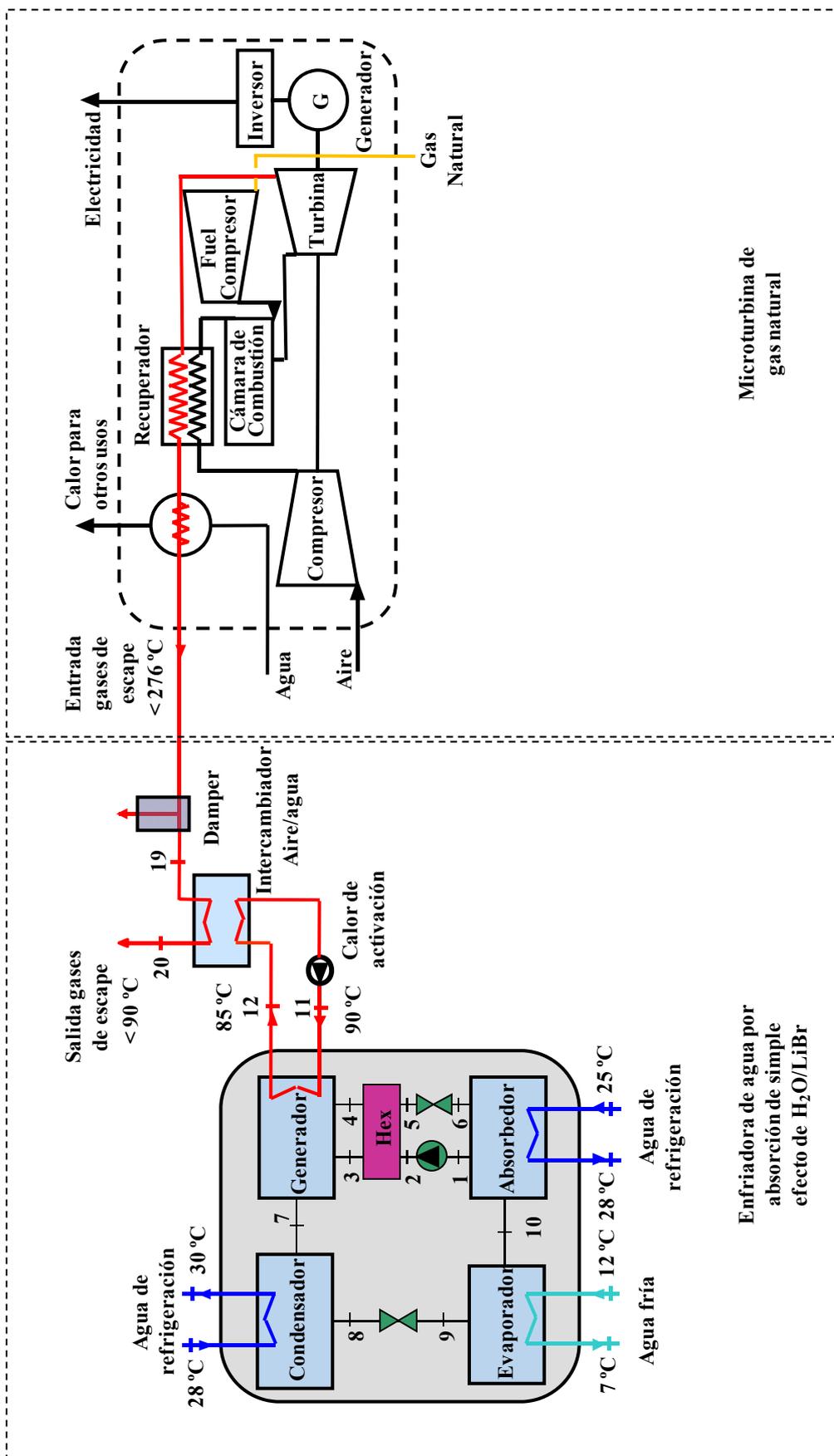


Figura 3.10. Configuración 1: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorción de agua por simple efecto de agua/bromuro de litio activada con agua caliente. MGT+SE H₂O/LiBr

Para la realización del modelado de la enfriadora teniendo en cuenta las corrientes externas, se procedió a calcular los valores de UA de cada uno de los intercambiadores de calor del ciclo, utilizando los valores de temperatura de entrada y salida de las corrientes externas de cada intercambiador del ciclo. Esto se realizó utilizando las ecuaciones 2.49 y 2.50, referentes al cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Estos valores se resumen en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5 Temperaturas y valores de UA en los componentes del ciclo

Componente	Temperaturas corrientes externas, Entrada/salida, °C	UA (kW/°K)
Evaporador	12/7	5.5
Generador	90/85	4.2
Absorbedor	25/28	6.2
Condensador	28/30	16.9

Con el modelo de la enfriadora de agua por absorción con corrientes externas y las correlaciones que caracterizan la tecnología de cogeneración, fue posible analizar el impacto de la variación de las condiciones externas en las configuraciones de trigeneración, como también obtener las prestaciones totales de la configuración de trigeneración a diferentes niveles de carga y condiciones de temperatura ambiente.

3.3.3 Modelado de las configuraciones de trigeneración básicas

En esta sección se presenta el resultado del modelado de las configuraciones de trigeneración básicas, utilizando la misma metodología desarrollada en el apartado anterior con la configuración de trigeneración 1. En las Figuras 3.11-3.14, se representan los diagramas de flujos detallados de las demás configuraciones de trigeneración básicas. En la Tabla 3.6 se aprecian los valores iniciales para el modelado de las configuraciones básicas desde la configuración 2 hasta la configuración 5.

Tabla 3.6. Valores iniciales de los modelos de las enfriadoras en las configuraciones de trigeneración básicas.

Configuración	2	3	4	5
Parámetro	MGT+SE NH ₃ /H ₂ O	MCI+SE H ₂ O/LiBr	MGT+SE H ₂ O/LiBr S	FC+SE H ₂ O/LiBr
T10(°C)	5	5	5	6
T1(°C)	30	30	30	30
T4(°C)	80	80	78	60.5
T8(°C)	30	35	33	38
Q_{gen} (kW)	16.6	100	184	7.2
η_{HEX1}	0.86	0.86	0.86	0.85

Los valores de funcionamiento de las enfriadoras de agua por absorción de simple efecto para las configuraciones básicas usadas son presentados en la Tabla 3.7. En la Tabla se presentan los valores de las temperaturas externas de las enfriadoras, utilizados en los modelos y las potencias térmicas tanto en las enfriadoras como en los intercambiadores externos. Por su parte, los valores UA calculados y utilizados se resumen en la Tabla 3.7

Tabla 3.7. Potencias térmicas obtenidas y temperaturas exteriores utilizadas en los componentes de las enfriadoras de las configuraciones de trigeneración básicas

Configuración	2	3	4	5
Parámetro	MGT+SE NH ₃ /H ₂ O	MCI+SE H ₂ O/LiBr	MGT+SE H ₂ O/LiBr S	FC+SE H ₂ O/LiBr
Q_{HEX} (kW)	16.6	100	184	7.2
Q_{gen} (kW)	16.6	100	184	7.2
Q_e (kW)	12	74	143	4.06
Q_c (kW)	13	77.7	149.8	3.9
Q_a (kW)	16	96	177.3	7.4
T11(°C)	88	88	96	90
T12(°C)	82	83	82	85
T13(°C)	25	25	26	30
T16(°C)	30	30	31	35
T17(°C)	12	12.5	12	13
T18(°C)	7	7	7	10

Tabla 3.8. Valores de los coeficientes globales de los componentes de las enfriadoras de agua por absorción para las configuraciones básicas.

Configuración	2	3	4	5
Componente	MGT+SE NH ₃ /H ₂ O UA (kW/K)	MCI+SE H ₂ O/LiBr UA (kW/K)	MGT+SE H ₂ O/LiBr S UA (kW/K)	FC+SE H ₂ O/LiBr UA (kW/K)
Intercambiador aire/agua	8.2	9.5	35.6	
Generador	8.2	9.8	13.3	1
Condensador	4.6	27.2	53.2	1.2
Evaporador	4.3	17.7	34.7	5
Absorbedor	3.3	16.5	25.4	4.5

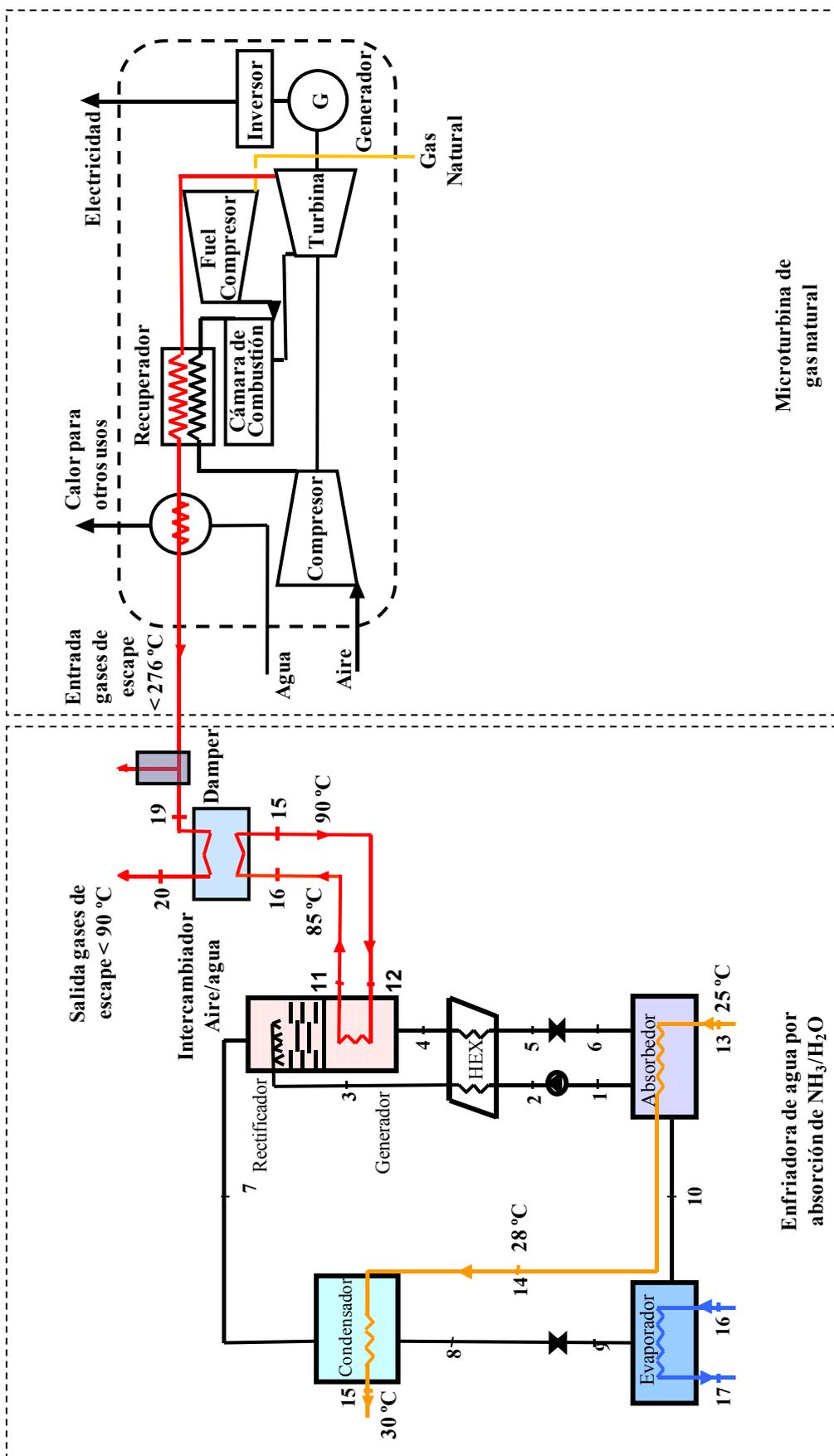


Figura 3.11. Configuración 2: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorción de amoníaco/agua activada con agua Caliente. MGT+SE NH₃/H₂O

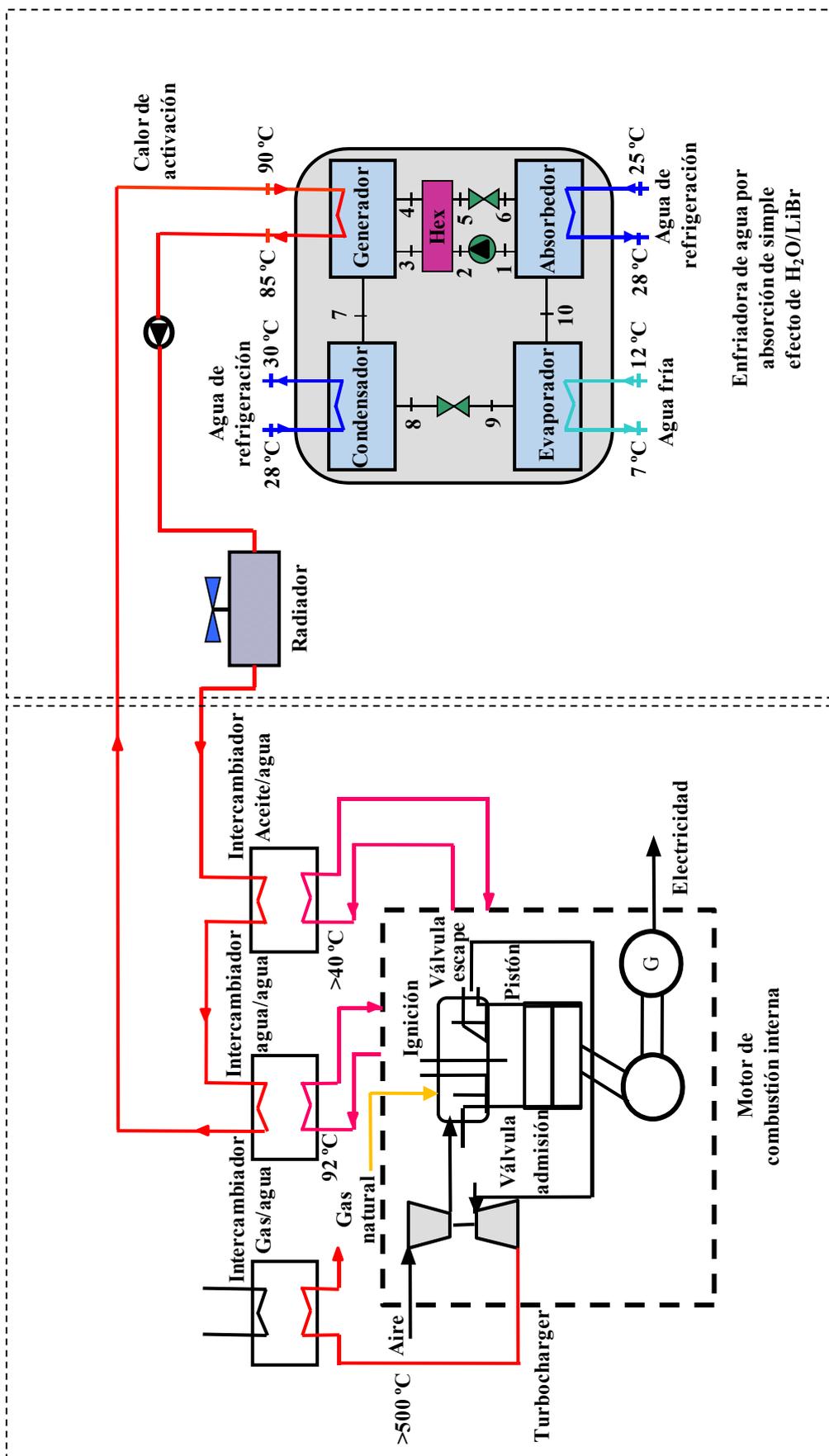


Figura 3.12. Configuración 3: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de agua por absorción de simple efecto de amoníaco/agua activada con agua caliente. MCI +SE H₂O/LiBr

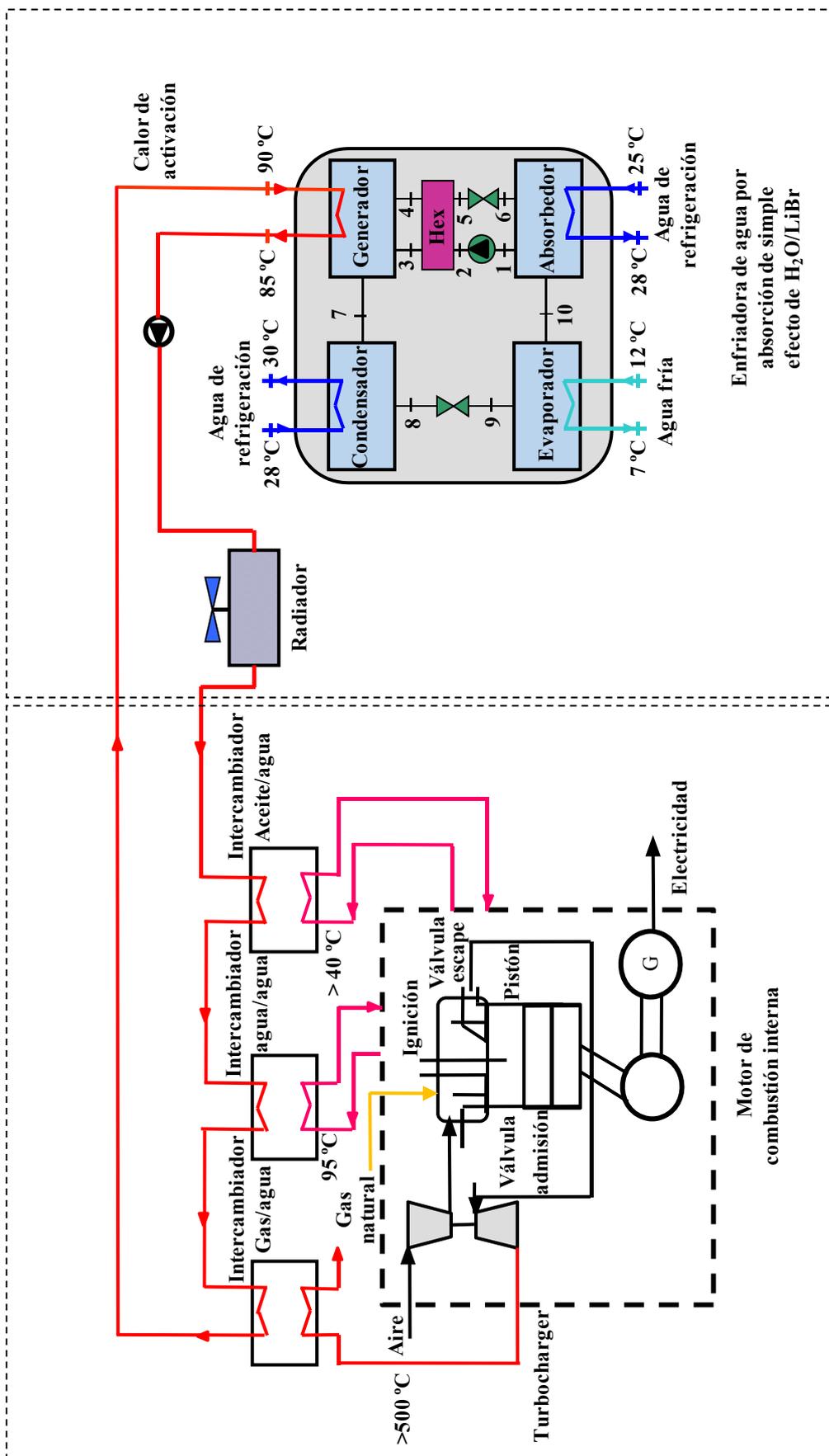


Figura 3.13. Configuración 4: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio activada Indirectamente utilizando los gases de escape y el agua de las camisas. MCI +SE H₂O/LiBr, S

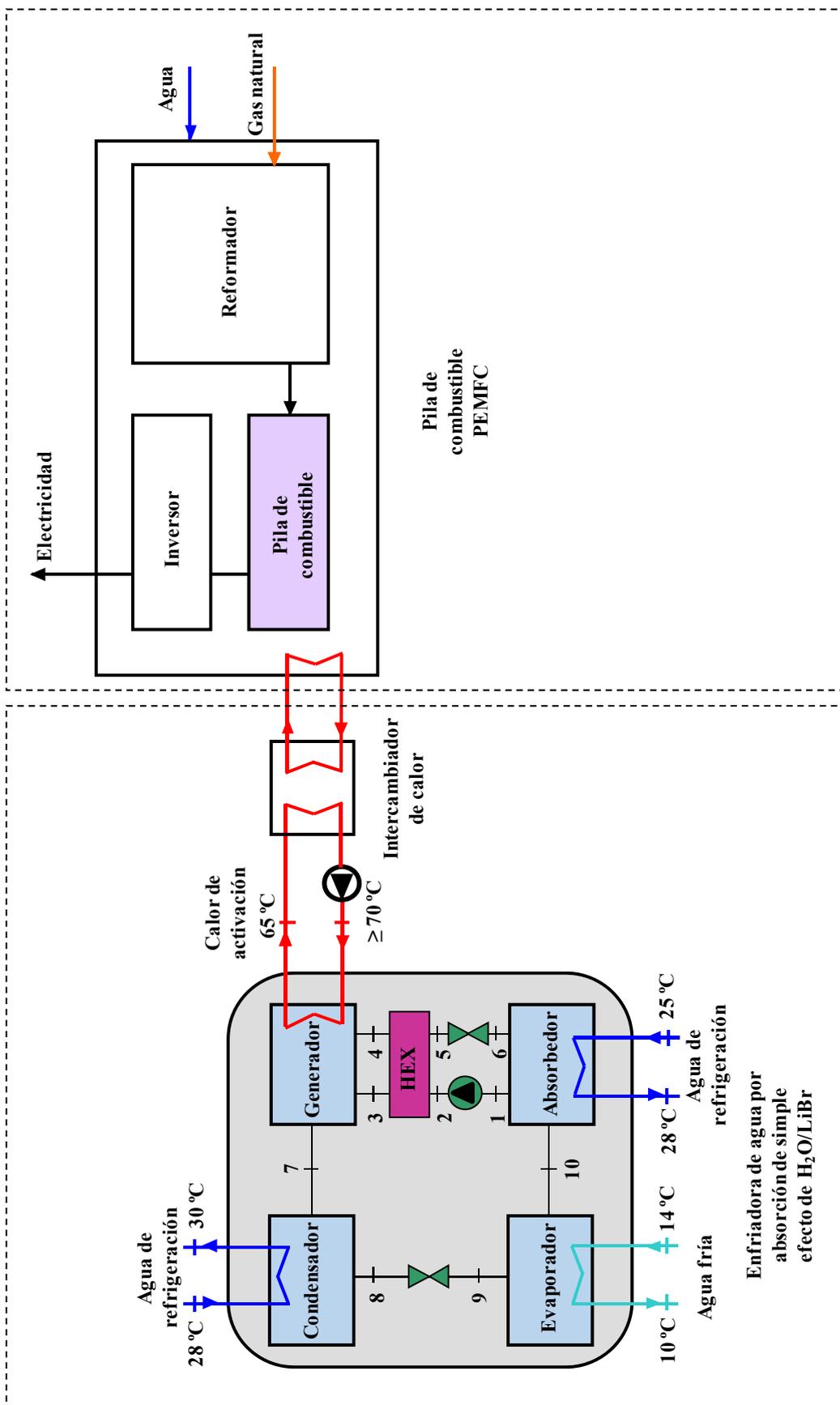


Figura 3.14. Configuración 5: Pila de combustible y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio activada indirectamente utilizando los gases de escape y el agua de las camisas. FC+SE H₂O/LiBr

3.3.3.1. Impacto de la variación de las condiciones externas de las enfriadoras

Para analizar las enfriadoras de agua por absorción de las configuraciones de trigeneración básicas, se procedió a evaluar la variación de diversos parámetros externos a la enfriadora como pueden ser: la temperatura y caudal de la corriente de activación, bien sea los gases de escape o el agua caliente en el intercambiador externo, la temperatura de salida del agua fría en el evaporador y la temperatura de entrada del agua de refrigeración en el absorbedor.

-Variación de la temperatura en la corriente de activación de las enfriadoras de agua por absorción

Para evaluar el comportamiento de las enfriadoras al variar la corriente de activación, se han fijado las condiciones nominales de funcionamiento tales como: flujos externos, temperaturas, valores de (UA) en los componentes. Sólo se ha considerado la variación de la temperatura de entrada de la corriente de activación en cada una de las configuraciones. En la Figura 3.15, se aprecia el efecto de la variación de la temperatura de la corriente de activación en el COP y en la capacidad de intercambio de calor en los componentes principales de las enfriadoras.

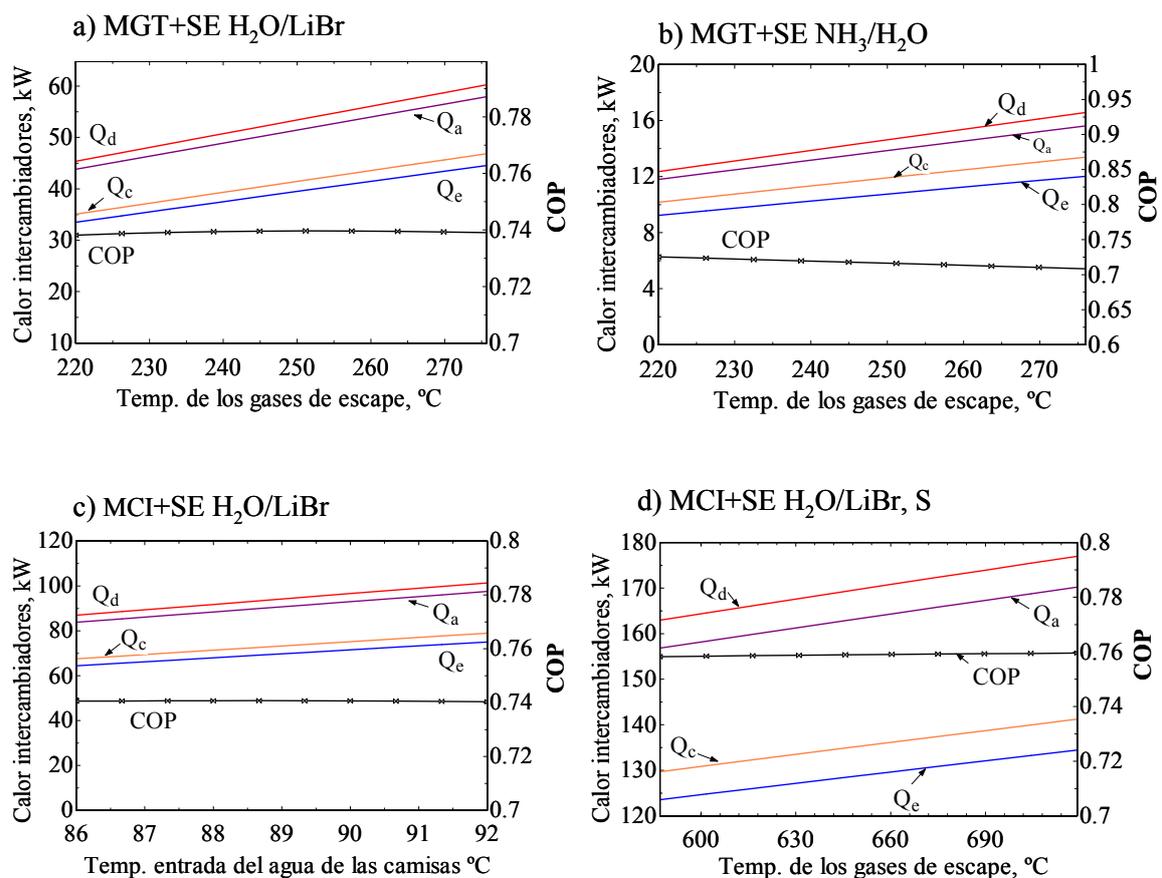


Figura 3.15. Variación de la potencia térmica (calores intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración básicas

Se puede apreciar en todas las enfriadoras, que el aumento de la temperatura en la corriente de activación produce un incremento de la potencia térmica de los componentes y así como un incremento del *COP* para todas las configuraciones básicas estudiadas. El aumento de la temperatura de la corriente de activación causa el incremento de la temperatura del fluido de trabajo para la transferencia de calor de la enfriadora (agua caliente), generando el aumento de la potencia térmica del generador de la enfriadora, con lo que se consigue producir mayor cantidad de refrigerante en el generador, causando un aumento de la potencia frigorífica de la enfriadora de agua por absorción.

-Variación del caudal en la corriente de activación de las enfriadoras de agua por absorción

Para analizar cómo se comportaría las enfriadoras de agua por absorción ante una variación del caudal de entrada de la corriente de activación, se han fijado las temperaturas y caudales de entradas en el absorbedor, condensador y evaporador. En el generador se ha fijado sólo el valor del caudal del agua caliente.

En las Figuras 3.16 a) y b) se aprecia el impacto de la variación del caudal de los gases de escape en el calor de los intercambiadores y en el *COP* de las enfriadoras de agua por absorción de las Configuraciones MGT+SE H₂O/LiBr y MGT+SE NH₃/H₂O. La variación observada es muy similar a la de las Figuras 3.15 a) y b). Los valores del *COP* y de las potencias en los intercambiadores aumentan gracias al aumento de la potencia térmica en el generador; que se ve compensada por la diferencia de temperatura entre la entrada y salida de los gases de escape. A menor caudal de la corriente de activación, el calor es recuperado a menor temperatura. En la Figura 3.16 c) se presenta la variación del calor en los intercambiadores y el *COP* con el caudal del circuito de las camisas del motor de la Configuración MCI+SE H₂O/LiBr. Evidentemente, al disminuir el caudal nominal del motor, la potencia térmica del ciclo decrece, y el uso del calor en el generador es compensado con una recuperación de calor a menor temperatura en la corriente de salida del agua caliente.

En la Figura 3.16 d) se presenta el análisis de la variación del caudal de los gases de escape en el *COP* y las potencias térmicas de la enfriadora de la Configuración MCI+SE H₂O/LiBr, S. En ésta se considera que el aporte de calor residual proveniente de las camisas del motor en el circuito en serie se mantiene constante, lo que varía es el aporte de calor proveniente de los gases de escape, controlados por medio de sus caudales. En la figura se observa que la variación del calor y del *COP* es pequeña, ya que el mayor aporte de calor en el circuito en serie es suministrado por las camisas del motor; la disminución de calor al variar el caudal de los gases de escape no ocasiona una disminución considerable en la potencia térmica y en la temperatura de entrada del agua caliente en la enfriadora de agua.

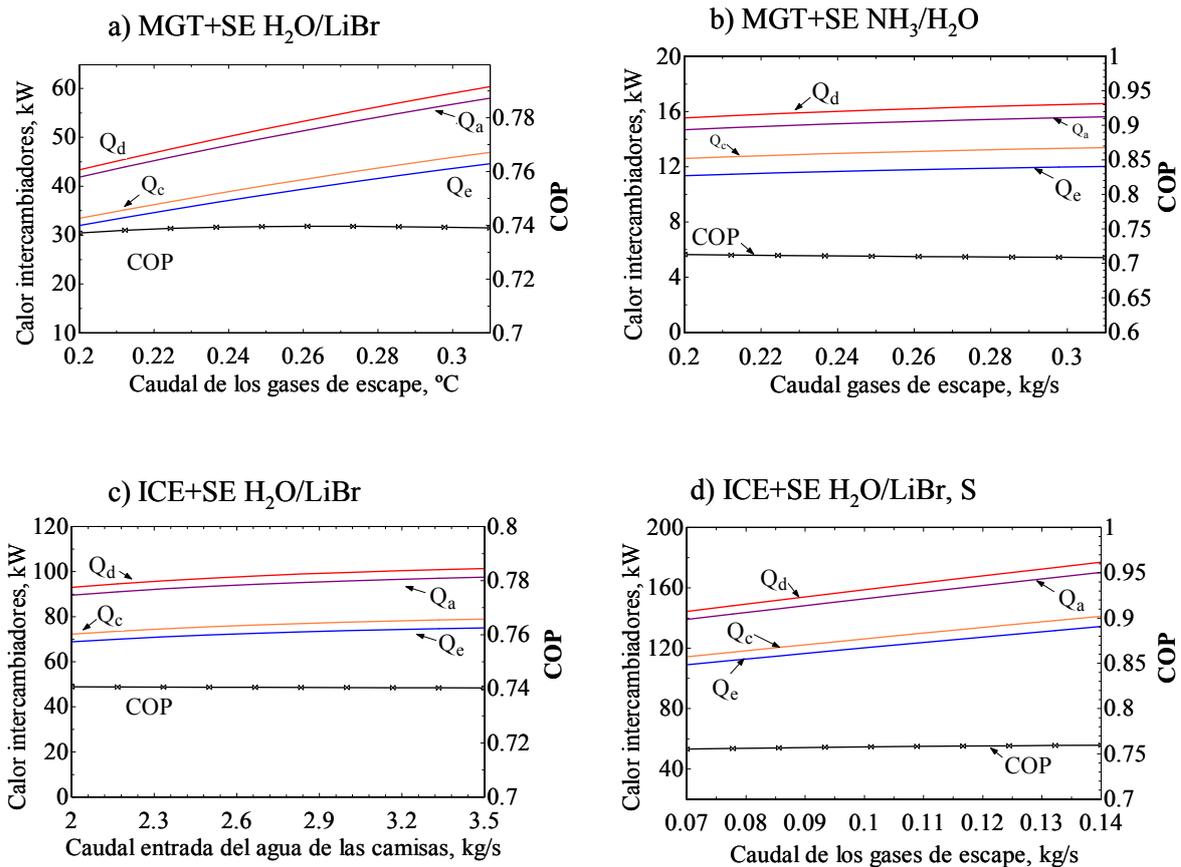


Figura 3.16. Variación de la potencia térmica (calor intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función del caudal de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración básicas

- Variación de la temperatura de salida del agua fría en la enfriadora de absorción

En esta sección se analiza el impacto de la variación de la temperatura de salida del agua fría en el evaporador de las enfriadoras de agua por absorción. Esta variación en la instalación es realizada utilizando generalmente una válvula de tres vías, que permite regular la temperatura de salida al punto deseado. Para el análisis se mantuvieron todas las variables de flujos y temperaturas externas constantes. En las enfriadoras de agua por absorción, al aumentar la temperatura de salida del agua fría, la presión del sistema aumenta respectivamente, y la concentración de la solución decrece, causando un aumento de la potencia frigorífica, del COP y de todas las potencias en cada uno de los intercambiadores del ciclo. Es posible mejorar el rendimiento de las enfriadoras incrementando la capacidad frigorífica.

Las Figuras 3.17 a) y b) corresponden al análisis de la Configuración MGT+SE H₂O/LiBr y MGT+SE NH₃/H₂O. Se aprecia el aumento del COP desde 0.74 a 0.76. La potencia frigorífica del equipo aumenta desde 44 a 47 kW. En las Figura 3.17 c) y d) se presentan los rendimientos de las enfriadoras y las potencias en los

intercambiadores cuando se varía la temperatura de salida del agua fría en el evaporador en las Configuraciones MCI+SE H₂O/LiBr y MCI+SE H₂O/LiBr, S. En la Figura 3.17 c) se aprecia que el *COP* de la enfriadora aumenta considerablemente, alrededor de 0.03 unidades. En la Figura 3.17 d), se aprecia el incremento del *COP* desde 0.76 hasta 0.78.

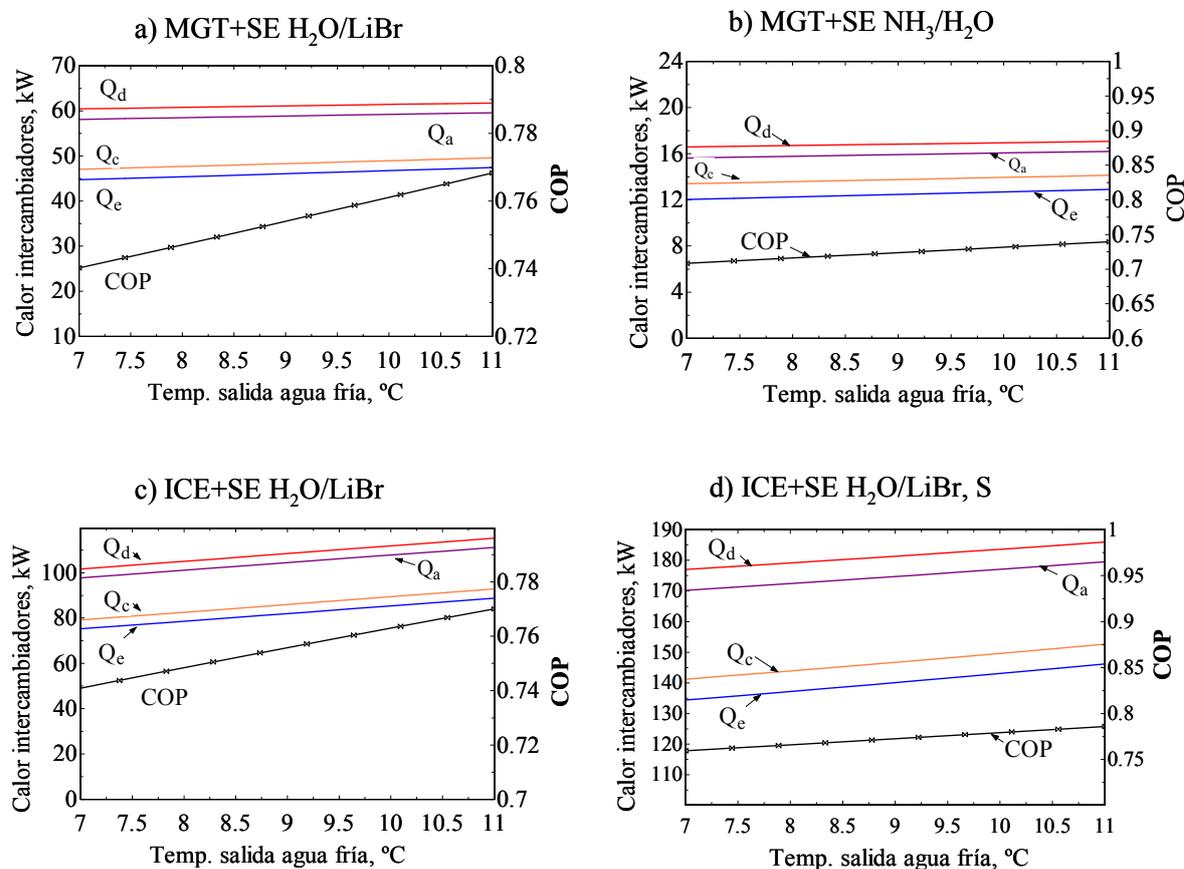


Figura 3.17. Variación de la potencia térmica (calores intercambiadores) y del *COP* de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de agua fría de salida en las configuraciones de trigeneración básicas

- *Variación de la temperatura de entrada del agua de refrigeración en la enfriadora de agua por absorción.*

El aumento de la temperatura de entrada del agua de refrigeración en la enfriadora de agua por absorción influye directamente en el rendimiento del equipo y en la potencia frigorífica del sistema. Al utilizar agua con menor temperatura se disminuye la presión en el condensador lo que causa un aumento del *COP* y de la capacidad frigorífica. En la Figura 3.18 se aprecia el impacto de la temperatura de refrigeración en el *COP* y en los intercambiadores de las enfriadoras de las configuraciones básicas con el aumento de la temperatura de refrigeración. En este caso la solución se hace cada vez más concentrada, lo que puede causar problemas en la solubilidad de la misma, que podrían ocasionar la cristalización de la sal.

En la Figura 3.18 se aprecia cómo el *COP* y la potencia térmica en los intercambiadores decrece con el aumento de la temperatura del agua de refrigeración. Es posible obtener un mejor rendimiento de la enfriadora utilizando una menor temperatura del agua de refrigeración, ya que las condiciones nominales en la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración son 31 y 35 °C.

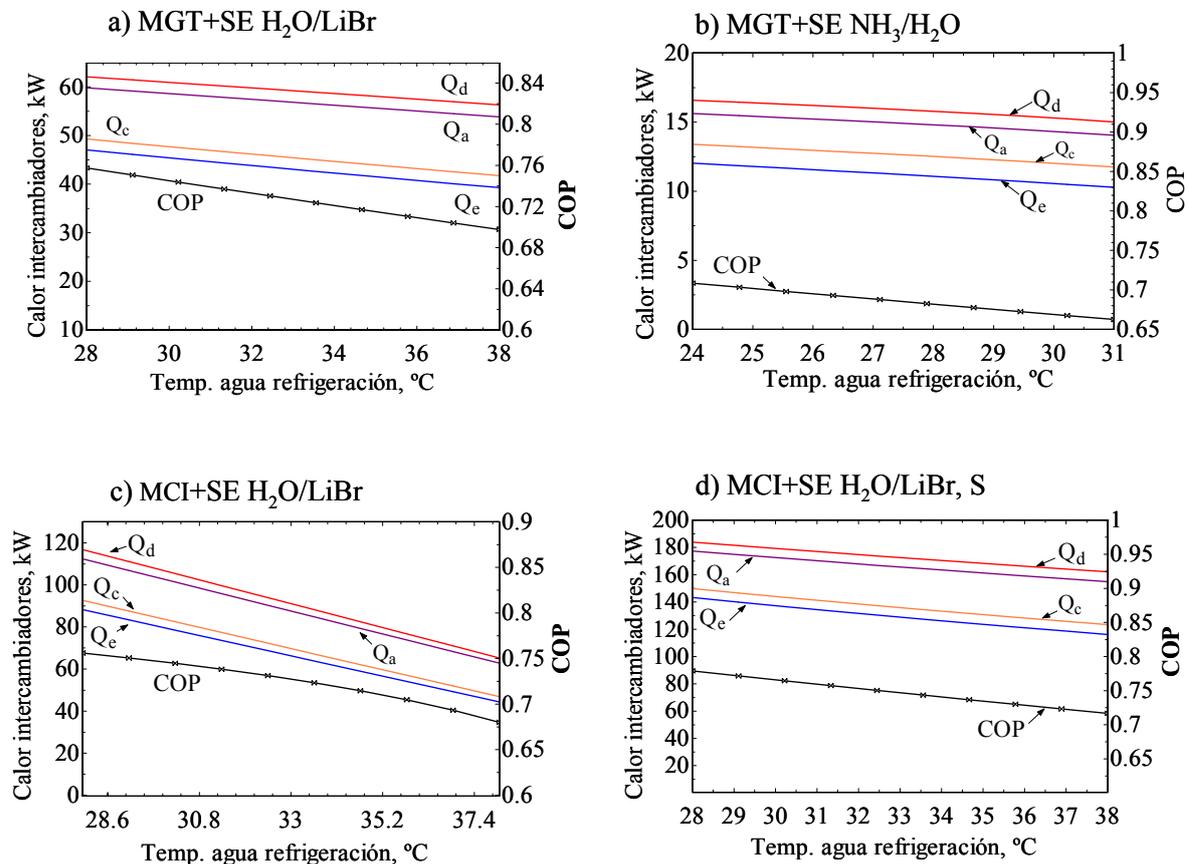


Figura 3.18. Variación de la potencia térmica (calores intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de entrada del agua de refrigeración para las configuraciones de trigeneración básicas

3.3.4. Obtención de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas

Para cada configuración de trigeneración, se han determinado sus prestaciones para diversos parámetros de funcionamiento de los equipos de cogeneración. Entre estos parámetros se encuentran:

- F_{CHP} =Combustible consumido por la tecnología de cogeneración, kW.
- W_{CHP} =Electricidad producida por la tecnología de cogeneración, kW_e.
- Q_g =Calor en el generador de la enfriadora por absorción, kW
- Q_e =Potencia frigorífica, kW.
- Q_{CHP} =Calor adicional disponible.

En las Figuras 3.19 y 3.20 se aprecian los resultados del modelado de la configuración de trigeneración MGT+SE, H₂O/LiBr y MGT+SE, NH₃/H₂O. En las Figuras 3.19 a) y 3.20 a) se representan el calor en el intercambiador de calor y el combustible consumido en función de la potencia eléctrica de la microturbina, en un rango de 13 hasta 28 kW_e. En estas figuras se aprecia, como el consumo de combustible aumenta a medida que incrementa la potencia eléctrica. En los dos casos es igual, sin embargo, el calor utilizado para la activación de las enfriadoras, es mucho mayor en el intercambiador de calor de la configuración MGT+SE, H₂O/LiBr. Esto se debe a que la potencia frigorífica de la enfriadora de esta Configuración MGT+SE, H₂O/LiBr es mayor que la de la Configuración MGT+SE, NH₃/H₂O y necesita una mayor potencia térmica en el generador de la máquina.

Por otra parte, En las Figuras 3.19 b) y 3.20 b) se observa que el aumento del porcentaje de carga de la microturbina ocasiona una mayor potencia frigorífica. Al aumentar la carga, aumentan la temperatura y el caudal de los gases de escape de la microturbina, los cuales suministran mayor potencia térmica en el intercambiador de calor intermedio para la producción de frío. Este mismo comportamiento sucede con la potencia eléctrica producida, la cual aumentan desde 13 kW_e al 50 % de carga hasta los 28 kW_e al 100% de carga. En el caso del calor adicional disponible para otros usos en la Configuración MGT+SE, NH₃/H₂O, se tiene una mayor cantidad de potencia térmica disponible, por lo que se utiliza menos cantidad en la generación de frío. En esta configuración se obtienen potencias térmicas que pueden ser utilizadas en otras aplicaciones en el rango de 20 a 46 kW para el rango de carga estudiado.

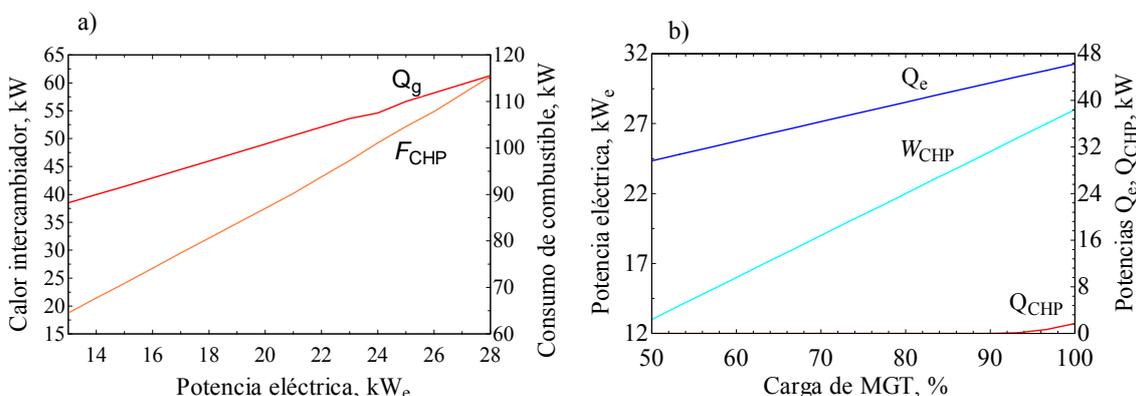


Figura 3.19. Prestaciones de la configuración de trigeneración 1, MGT+SE, H₂O/LiBr. a) Consumo de combustible y calor en el intercambiador de calor en función de la potencia eléctrica de la microturbina. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga de la microturbina.

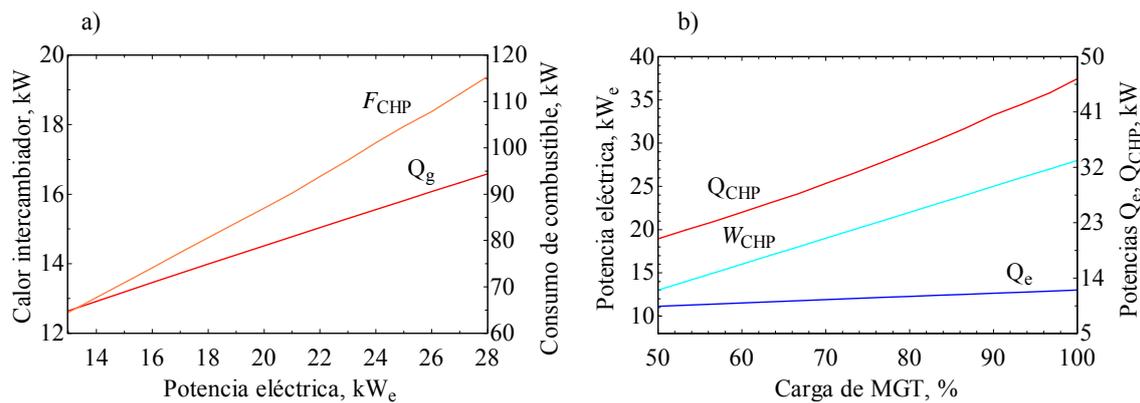


Figura 3.20. Prestaciones de la configuración de trigeneración 2, MGT+SE, H₂O/LiBr. a) Consumo de combustible y calor en el intercambiador de calor en función de la potencia eléctrica de la microturbina. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga de la microturbina.

En las Figuras 3.21 y 3.22 se representan los resultados de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración MCI+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE, H₂O/LiBr, S.

En la Figura 3.21 y 3.22 a), se aprecia el consumo de combustible del motor y la potencia térmica utilizada para la producción de frío en función de la potencia eléctrica del motor, en un rango desde 60 a 120 kW_e. Debido a que en la configuración MCI+SE, H₂O/LiBr la potencia térmica usada para la generación de frío, proviene solamente de las camisas del motor, el valor de la potencia térmica para la producción de frío es menor que en la configuración MCI+SE, H₂O/LiBr, S. Los valores de las potencias térmicas para la producción de frío en esta configuración, varían desde 92 hasta 99 kW y en la configuración MCI+SE, H₂O/LiBr, S, la potencia térmica varía desde alrededor de 157 hasta 185 kW, en el rango de potencias presentado.

En las Figuras 3.21 b) y 3.22 b), Se aprecian las prestaciones de frío producido, calor adicional y electricidad de las configuraciones MCI+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE, H₂O/LiBr, S a diferentes niveles de carga del motor. Para la configuración MCI+SE, H₂O/LiBr, en los niveles de carga desde 50 hasta 100 %, se puede obtener una potencia frigorífica promedio alrededor de 60 kW, con un máximo alrededor de 76 kW y un mínimo cercano a 43.9 kW de frío. En la configuración MCI+SE, H₂O/LiBr, S la producción de frío es más elevada debido a la mayor disponibilidad de potencia térmica proveniente del motor, y varía en un rango desde 124.8 a 138 kW de frío. No obstante con esta configuración la disponibilidad de calor adicional para otros usos es muy pequeña, sólo al 100 % de carga se puede tener una disponibilidad de calor alrededor de 12 kW. En la configuración MCI+SE, H₂O/LiBr, se dispone de toda la potencia térmica contenida en los gases de escape, con un máximo cercano a 92 kW al 100 % de carga.

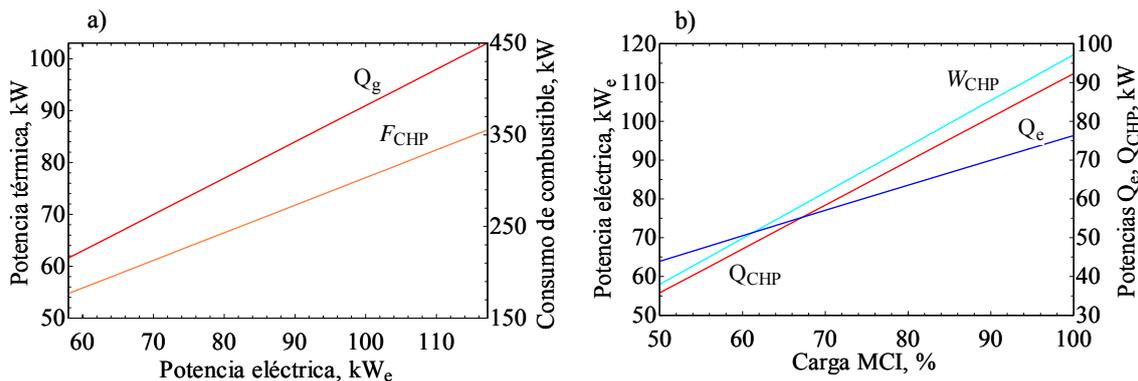


Figura 3.21. Prestaciones de la configuración de trigeneración 3, MCI+SE, H₂O/LiBr. a) Consumo de combustible y calor en el intercambiador de calor en función de la potencia eléctrica del motor de combustión. b) Potencia eléctrica, Frío producido y calor adicional en función del motor de combustión.

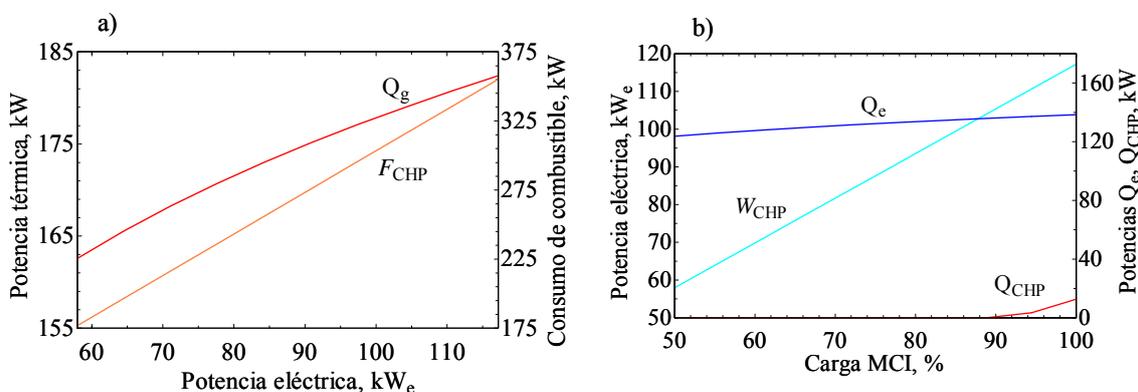


Figura 3.22. Prestaciones de la configuración de trigeneración 4, MCI+SE, H₂O/LiBr, S a) Consumo de combustible y calor en el intercambiador en función de la potencia eléctrica del motor de combustión. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga del motor de combustión.

Las prestaciones para la Configuración FC+SE, H₂O/LiBr se presentan en las Figuras 3.23 a) y b). En la Figura 3.23 a), el valor mínimo del consumo de combustible fue de 5.29 kW de gas natural, con lo que se obtiene una potencia eléctrica de 1.67 kW_e y una eficiencia eléctrica del 31 %. Asimismo, a plena carga de funcionamiento, el consumo de combustible fue de 21.5 kW obteniéndose 5.59 kW_e. Adicionalmente en esta figura, se aprecian los valores de la potencia térmica y del consumo de combustible que se puede obtener de la pila de combustible en función de la potencia eléctrica.

Como se mencionó anteriormente, esta pila de combustible puede producir agua caliente a una temperatura máxima de 70 °C, obteniendo de esta forma una potencia térmica alrededor de 6.8 kW. Las prestaciones de la pila de combustible se pueden apreciar en la Figura 3.23 b). La potencia térmica de la pila de combustible puede ser utilizada para activar una enfriadora de absorción de simple efecto, pero debido a las características de esta pila, la enfriadora fue activada sólo en el punto de máxima carga.

Cuando la pila esté funcionando en un punto de carga menor al 100 %, es más factible utilizar la pila en modo cogeneración, ya que la temperatura del agua y la potencia térmica no son suficientes, para la producción de frío. En la Figura 3.23 b), la potencia frigorífica, Q_e , de la configuración de trigeneración fue de 4.8 kW, y se representa con un punto al 100 % de funcionamiento.

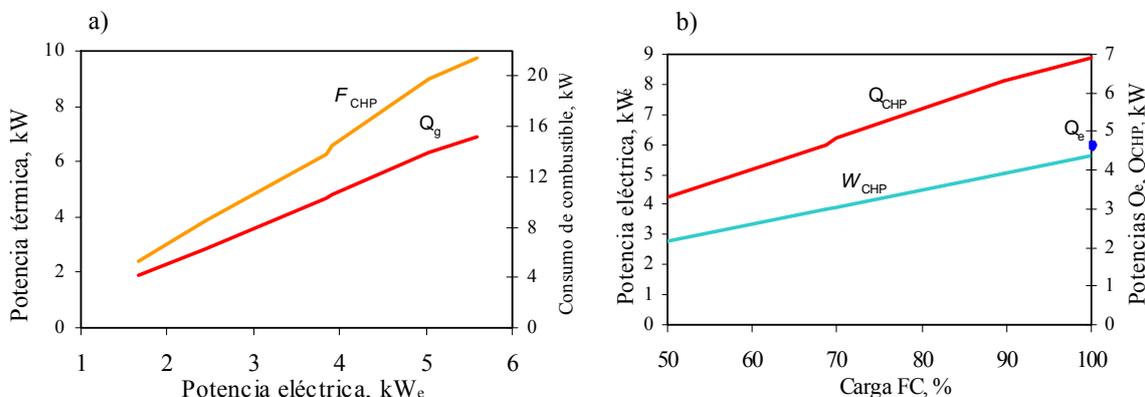


Figura 3.23. Prestaciones de la configuración de trigeneración 5, FC+SE, H₂O/LiBr. a) Consumo de combustible y calor producido por pila en función de la potencia eléctrica de la tecnología de cogeneración. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga de la microtubina.

3.3.5 Metodología del modelado de las configuraciones de trigeneración avanzadas

Para la realización del modelado de las configuraciones de trigeneración avanzadas, se procede a realizar los pasos descritos anteriormente en la Figura 3.8. La diferencia de este modelado radica en que en las tres configuraciones avanzadas (Configuración MGT+DE, LiBr, Configuración MCI+DE, LiBr, Configuración MCI+DE, LiBr), hay que considerar la utilización de enfriadoras de agua por absorción activadas directamente, que trabajan con altas temperaturas de activación donde no se incluye el uso de intercambiadores de calor intermedios.

A continuación se explica el procedimiento utilizado para el modelado de las configuraciones de trigeneración avanzadas. Se tomó como ejemplo del procedimiento la configuración MGT+DE, LiBr (Figura 3.24). Inicialmente para el modelo, se estima la potencia térmica que se va a utilizar para activar la enfriadora de agua por absorción de doble efecto, a partir de las correlaciones de temperatura y caudal presentadas en la Tabla 2.5. Con estos datos iniciales y considerando una temperatura de salida de los gases de escape al ambiente y el calor específico de los gases de escape, es posible obtener el calor de activación en el generador Q_g a partir de la ecuación:

$$Q_g = C_{p_{gas}} \text{ (kg/s)} \cdot m_{gas} \cdot (T_{entrada \text{ del gas}} - T_{salida \text{ gas}}) \quad (3.1)$$

Seguidamente, teniendo todos los balances de masa, solución y concentración de cada uno de los componentes dentro del ciclo de doble efecto, se procedió a considerar las siguientes hipótesis:

- Se considera estado estacionario en el ciclo.
- El estado de la solución se considera líquido saturado en los puntos del ciclo: 1, 4, 11, 14.
- El estado del refrigerante se considera líquido saturado en los puntos del ciclo: 18, 8.
- El refrigerante en el punto 10, es considerado como vapor saturado.
- Se considera una diferencia de temperatura de 5 °C, entre la salida del vapor condensado en el generador de baja temperatura (punto 18) y la temperatura de la solución en el generador de baja temperatura (Punto 4).
- La expansión en las válvulas de ciclo se consideraron isoentalpicas (Puntos: 5-6, 15-15, 18-19) y se considera comportamiento ideal en las bombas de solución (isentrópica).
- La temperatura en el punto 7, se encuentra en equilibrio con la temperatura del punto 3.
- No existen pérdidas de calor en el ciclo.

En el ciclo, los valores iniciales de entrada para el modelado del ciclo sin las corrientes externas que se consideraron son:

- Temperatura de generación: $T_{14}=158\text{ °C}$
- Temperatura de condensación: $T_8=33\text{ °C}$
- Temperatura de evaporación: $T_{10}=5\text{ °C}$
- Temperatura de absorción: $T_1=30$
- Eficiencia de los intercambiadores de solución: $\eta_{\text{HEX}}=0.85$
- Calor en el generador: $Q_g=40.4\text{ kW}$

Resolviendo las ecuaciones del ciclo sin las corrientes externas, se pudo obtener las condiciones de funcionamiento de cada uno de los puntos de la enfriadora. Los resultados se resumen en la Tabla 3.9 y la Tabla 3.10. Detalles del modelo de las enfriadoras de agua por absorción de Doble y Simple/doble efecto puede ser apreciados en los Anexos A4 y 5.

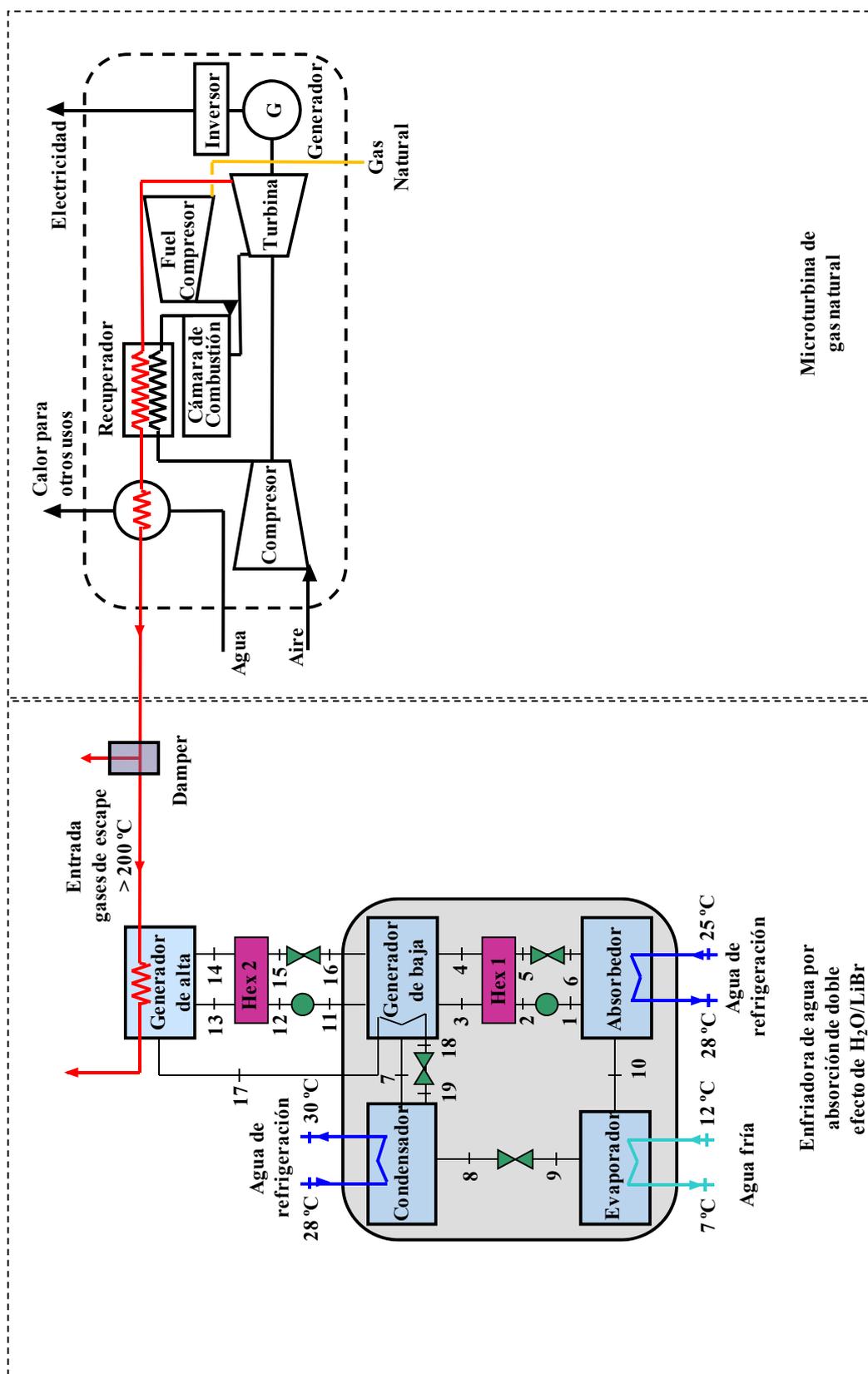


Figura 3.24. Configuración 6: Microturbina de gas y enfriadora de agua por absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio activada con agua caliente. MGT+DE H₂O/LiBr

Tabla 3.9. Estados de los puntos de la enfriadora de doble efecto de la configuración:
 MGT+DE LiBr

Punto	h (kJ/kg)	T (°C)	m (kg/s)	x (%)	P (kPa)
1	66.3	30	0.1279	52.9	0.87
2	66.3	30	0.1279	52.9	5.03
3	120.6	55.59	0.1279	52.9	5.03
4	228.4	86.84	0.1046	64.7	5.03
5	162	49.9	0.1046	64.7	5.03
6	162	52.79	0.1046	64.7	0.87
7	2615	61.5	0.0103	0	5.03
8	138.2	33	0.0233	0	5.03
9	138.2	5.002	0.0233	0	0.87
10	2,510	5	0.0233	0	0.87
11	133.2	61.5	0.0715	52.9	5.03
12	133.3	61.54	0.0715	52.9	75.1
13	225.5	104.8	0.0715	52.9	75.1
14	356.3	158	0.0584	64.7	75.1
15	243.6	95.3	0.0584	64.7	75.1
16	243.6	87.63	0.0584	64.7	5.03
17	2,734	127.8	0.0130	0	75.1
18	384.7	91.84	0.0130	0	75.1
19	384.7	33	0.0130	0	5.03

Tabla 3.10 Potencias térmicas en los intercambiadores del ciclo de doble efecto de la configuración MGT+DE LiBr

Componente	Potencia térmica (kW)
Evaporador	55.3
Generador de alta	40.4
Absorbedor	67
Condensador	28.7

Una vez resuelto el ciclo de la enfriadora de agua por absorción con las condiciones internas, se procede al cálculo de los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor (UA's) en cada intercambiador del ciclo. Para esto, se usaron los valores de temperaturas de entrada y salida de cada intercambiador, como también las ecuaciones de los coeficientes globales (Ecuación 2.50 y 2.51). Estos valores de UA

luego son usados como datos de entrada en el ciclo (Tabla 3.11), ofreciendo la oportunidad de analizar el rendimiento de la enfriadora, bajo diversas condiciones externas.

Tabla 3.11 Temperaturas y valores de UA en los componentes del ciclo de doble efecto de la configuración MGT+DE LiBr.

Componente	Temperaturas corrientes externas, Entrada/salida, °C	UA (kW/°K)
Evaporador	12/7	13.8
Generador de alta	276/160	0.61
Absorbedor	25/28	5.4
Condensador	28/30	7.3

3.3.6 Modelado de las configuraciones de trigeneración avanzadas

En esta sección se presentan los resultados del modelado de las enfriadoras de agua por absorción de doble y simple/doble efecto, pertenecientes a las configuraciones de trigeneración MCI+DE H₂O/LiBr y MCI+SE/DE H₂O/LiBr. En cada uno de los modelos se utilizaron los balances de energía, masa de cada componente del ciclo, como también las hipótesis relacionadas con el modelado de enfriadoras de absorción de doble y simple/doble efecto presentadas anteriormente. Seguidamente se utilizaron los valores de las temperaturas externas consideradas, y se obtuvieron los valores iniciales de UA de cada componente del ciclo. Los diagramas detallados de las configuraciones de trigeneración avanzadas se representan en las Figuras 3.25 y 3.26. En la Tabla 3.12 se aprecian los datos de los valores iniciales utilizados para los modelos de las enfriadoras de agua por absorción de doble y simple/doble efecto de las configuraciones MCI+DE H₂O/LiBr y MCI+SE/DE H₂O/LiBr.

Tabla 3.12. Valores iniciales de los modelos de las enfriadoras en las configuraciones avanzadas.

Configuración	7	8
	MCI+DE H ₂ O/LiBr	MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr
Parámetro		
T10(°C)	5	5
T1(°C)	32	32
T14(°C)	143	140
T8(°C)	33	33
Q_e (kW)	117	149
$\eta_{\text{HEX } 1}$	0.86	0.86
$\eta_{\text{HEX } 2}$	0.86	0.86

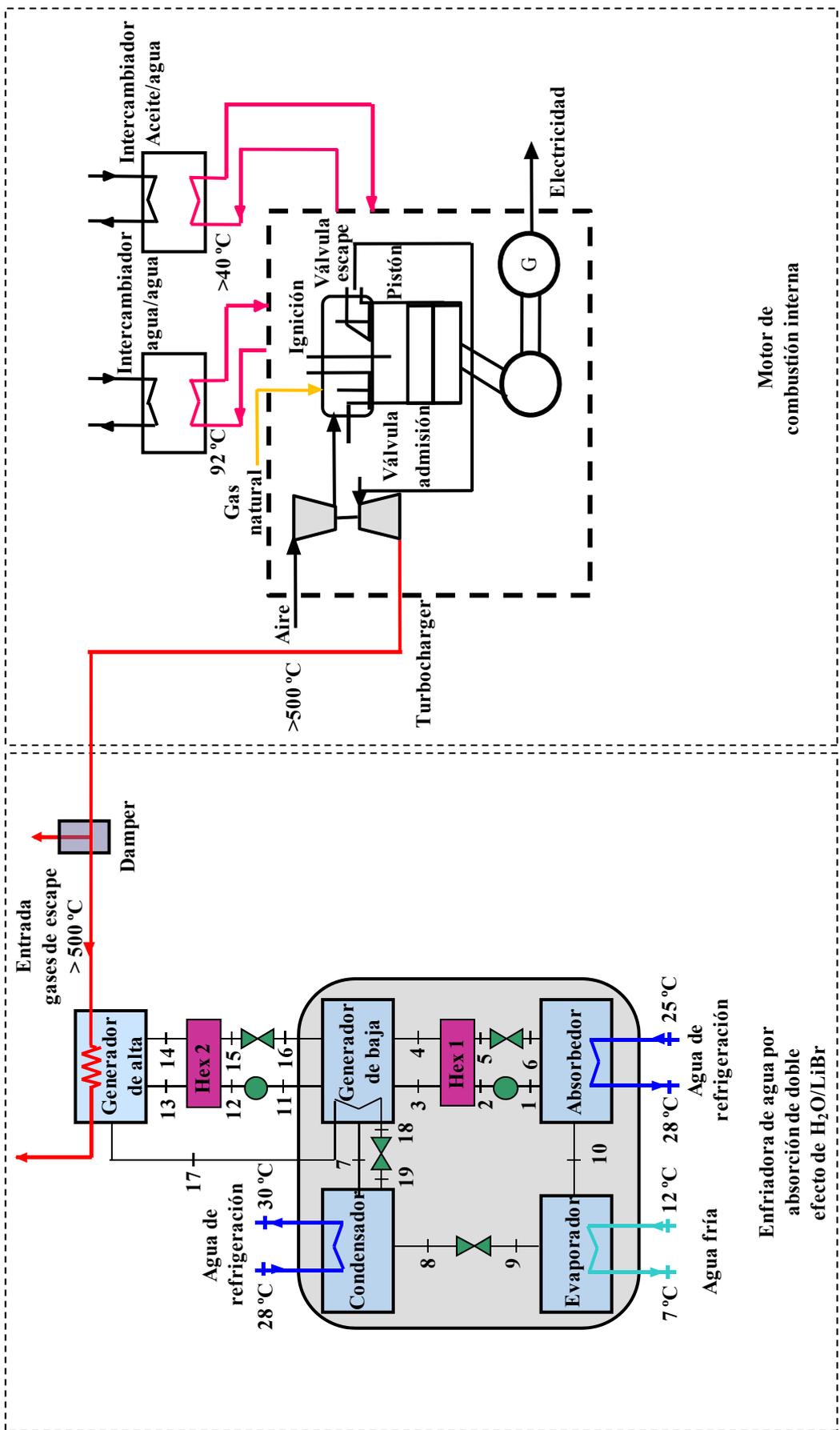


Figura 3.25. Configuración 7: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio activada Indirectamente utilizando los gases de escape y el agua de las camisas. MCI+DE LiBr/H₂O/LiBr

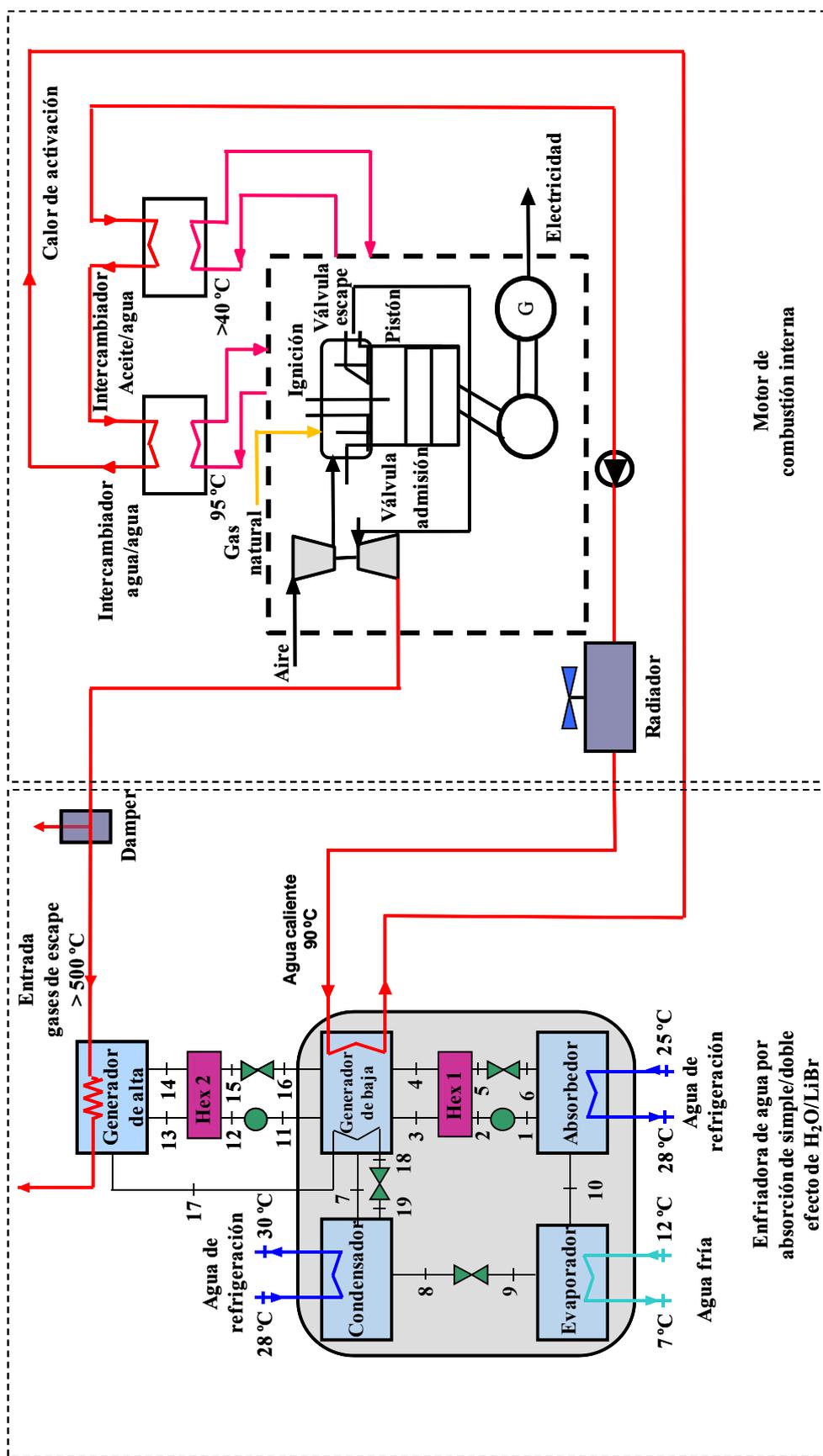


Figura 3.26. Configuración 8: Motor de combustión interna y enfriadora de agua por absorción de simple/doble efecto de agua/bromuro de litio activada Indirectamente utilizando los gases de escape y el agua de las camisas. MC+SE/DE LiBr.

Los resultados de los principales parámetros de funcionamiento a partir del modelado de las enfriadoras de agua por absorción, pueden apreciarse en la Tabla 3.13. Se puede apreciar que en la configuración de trigeneración MCI+DE H₂O/LiBr, el calor de activación solo es aplicado en el generador de alta temperatura, con lo que se obtiene una potencia frigorífica en el ciclo de 117 kW; mientras que en la configuración de trigeneración MCI+SE/DE H₂O/LiBr, la enfriadora ha sido activada utilizando 51.5 kW de potencia térmica en el generador de alta y 103 kW en el generador de baja temperatura, alcanzando una producción frigorífica de 149 kW.

Tabla 3.13. Potencias térmicas obtenidas y temperaturas exteriores utilizadas en los componentes de las enfriadoras de las configuraciones de trigeneración avanzadas.

Configuración	7	8
Parámetro	MCI+DE H ₂ O/LiBr	MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr
Q_{gen} (kW)	87	51.5
Q_{gb} (kW)	-	103
Q_{evap} (kW)	117	149
Q_c (kW)	60.3	120
Q_a (kW)	87.7	184
T21(°C)	719	719
T22(°C)	136	385
T23(°C)	25	25
T26(°C)	30.3	30.1
T27(°C)	12	12.3
T28(°C)	7	7

Los valores de UA calculados con las temperaturas exteriores consideradas, se resumen en la Tabla 3.14. Se aprecia que los valores de UA de la Configuración MCI+DE H₂O/LiBr son menores que en la configuración de trigeneración MCI+SE/DE H₂O/LiBr. Este hecho se debe a que la enfriadora de la configuración MCI+SE/DE H₂O/LiBr, al recibir mayor cantidad de potencia térmica dentro del ciclo, genera mayor cantidad de refrigerante y produce una mayor potencia frigorífica. Por lo que necesita tener mayor área en los componentes que favorezca la transferencia de calor en los intercambiadores del sistema.

Tabla 3.14. Valores de los coeficientes globales de los componentes de las enfriadoras de agua por absorción para las configuraciones avanzadas.

Configuración	7	8
Componente	MCI+DE UA (kW/K)	MCI+SE/DE UA (kW/K)
Generador de alta	0.60	0.12
Generador de baja	4.38	7.29
Condensador	19.2	39.8
Evaporador	27.0	35.4
Absorbedor	11.6	15.0

3.3.6.1 Impacto de la variación de las condiciones externas de las enfriadoras de las configuraciones de trigeneración avanzadas

- Variación de la temperatura de los gases de escape en las enfriadoras de agua por absorción.

En la Figura 3.27 se aprecia la variación del calor en los intercambiadores de calor y del COP en función de la temperatura de entrada de los gases en las enfriadoras. Para evaluar el comportamiento de las enfriadoras en las configuraciones avanzadas, (al igual que en las configuraciones básicas), se han fijado las condiciones nominales de funcionamiento, flujos externos, temperaturas en el evaporador, absorbedor y valores de UA en los intercambiadores de las enfriadoras. Sólo se ha considerado la variación de la temperatura de entrada de los gases de escape en las enfriadoras. En la Figura 3.27a), cuando la microturbina trabaja al 100 % de carga, el calor utilizado para activar la enfriadora fue alrededor 40 kW, produciendo una potencia frigorífica alrededor de 50 kW. Al igual que los análisis anteriores, al disminuir la temperatura de los gases de escape los parámetros externos de funcionamiento de la enfriadora decrecen.

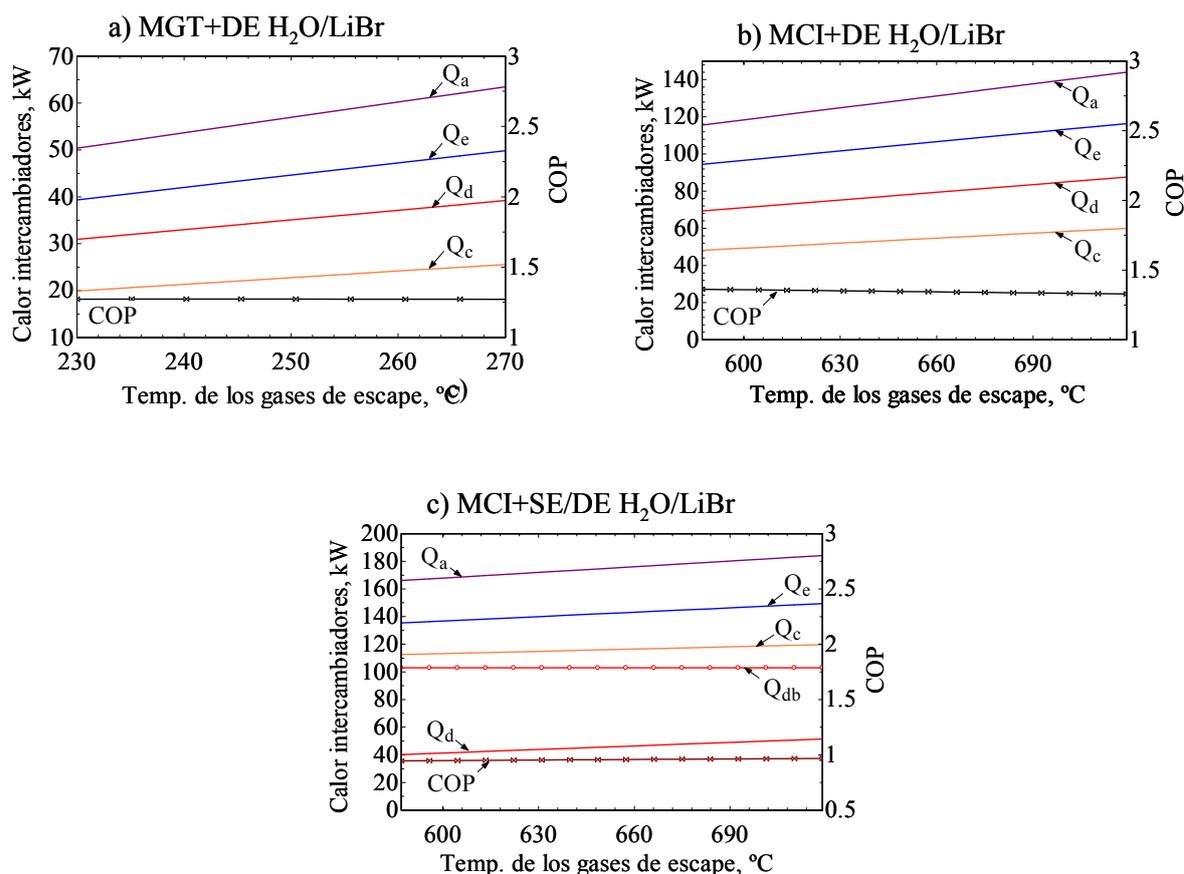


Figura 3.27. Variación de la potencia térmica (calor intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración avanzadas

En la Figura 3.27b), Configuración MCI+DE H₂O/LiBr, presenta el mismo comportamiento sólo que en este caso la potencia disponible de los gases de escape es mucho mayor por el tamaño del motor. En el caso de la configuración MCI+SE/DE H₂O/LiBr, (Figura 3.27 c) la potencia térmica en el generador de baja, Q_{db} se mantiene constante.

- Variación del caudal de los gases de escape en las enfriadoras de agua por absorción

La variación del caudal de los gases de escape en las configuraciones de trigeneración avanzadas, afecta directamente el comportamiento de las enfriadoras, ya que se disminuye rápidamente la potencia térmica disponible para activar las enfriadoras, causando la disminución en la producción frigorífica.

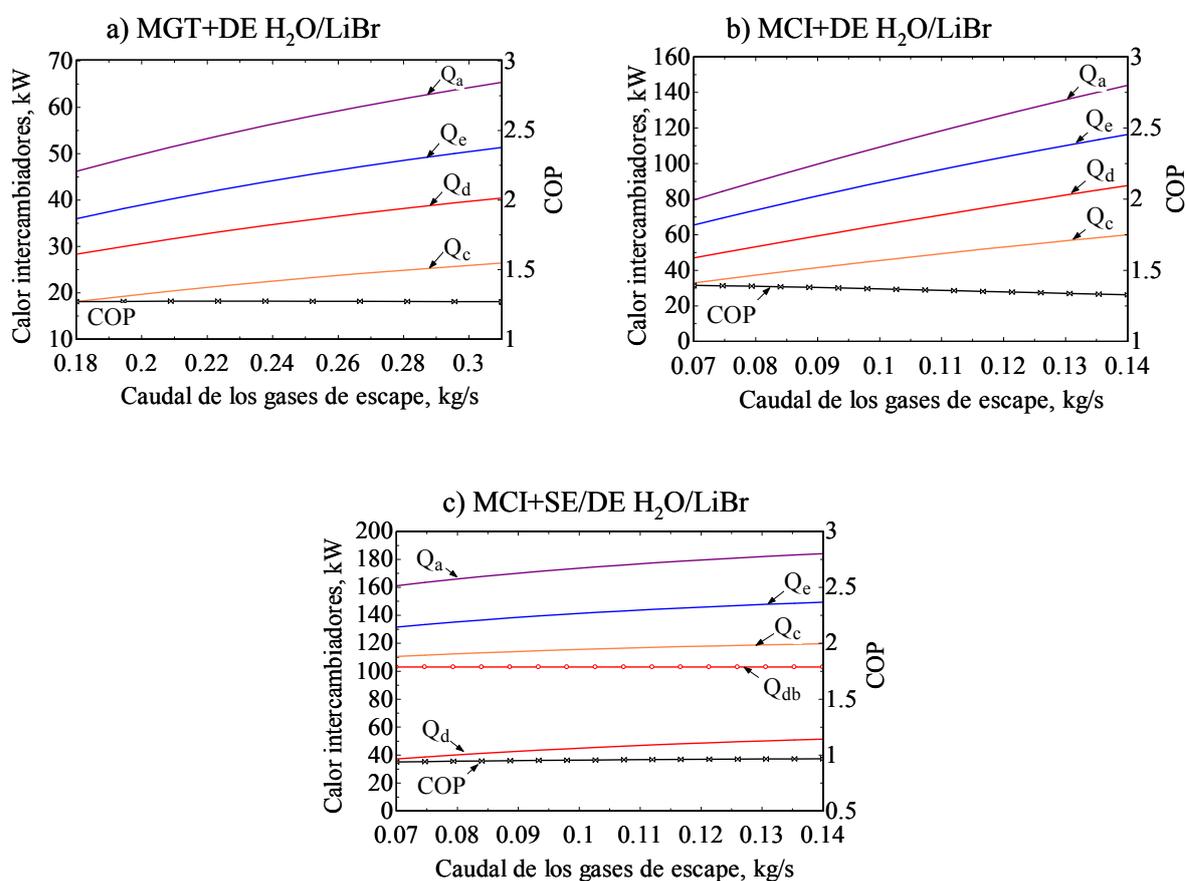


Figura 3.28. Variación de la potencia térmica (calor intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función del caudal de la corriente de activación para las configuraciones de trigeneración avanzadas

Para analizar cómo se comporta la máquina de absorción ante estas variaciones se han fijado las temperaturas y caudales de entradas en el absorbedor, condensador y evaporador. En el generador sólo se ha fijado la temperatura de los gases de escape y se realiza sólo la variación del flujo. En la Figura 3.28 a) referida antes, se aprecia el

impacto de la variación del flujo de los gases de escape de la microturbina en el calor en los intercambiadores de calor y en el *COP* de la enfriadora. La variación observada es muy similar con respecto a los cambios presentados en la Figura 3.28 b) y c). Sin embargo para la configuración MCI+SE/DE H₂O/LiBr la cantidad de calor que se suministra en el generador de baja de la enfriadora se mantiene constante.

- Variación de la temperatura de retorno del agua fría en las enfriadoras de agua por absorción.

En este apartado se analiza el impacto de la temperatura de salida en el evaporador de la enfriadora de agua por absorción, manteniendo las demás variables constantes. En la Figuras 3.29 se aprecia el impacto del aumento en la temperatura de salida en el rendimiento del ciclo y en las potencias térmicas de los componentes.

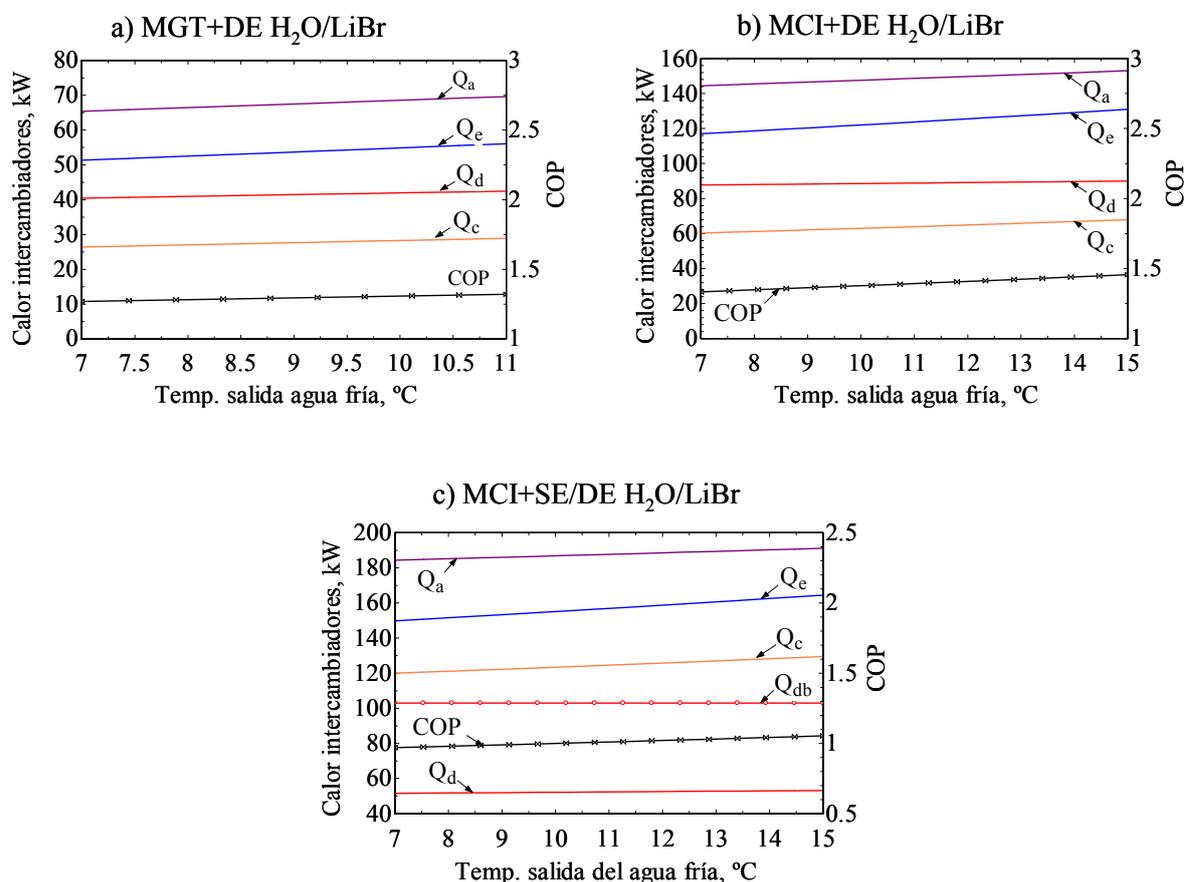


Figura 3.29. Variación de la potencia térmica (calor intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de agua fría de salida en las configuraciones de trigeneración avanzadas

- Variación de la temperatura de entrada del agua de refrigeración en la enfriadora de agua por absorción.

La Figura 3.30 muestra la influencia del aumento de temperatura del agua de refrigeración en las enfriadoras, se puede observar cómo los valores de COP y la potencia frigorífica disminuyen, así como el rendimiento y las prestaciones de los equipos.

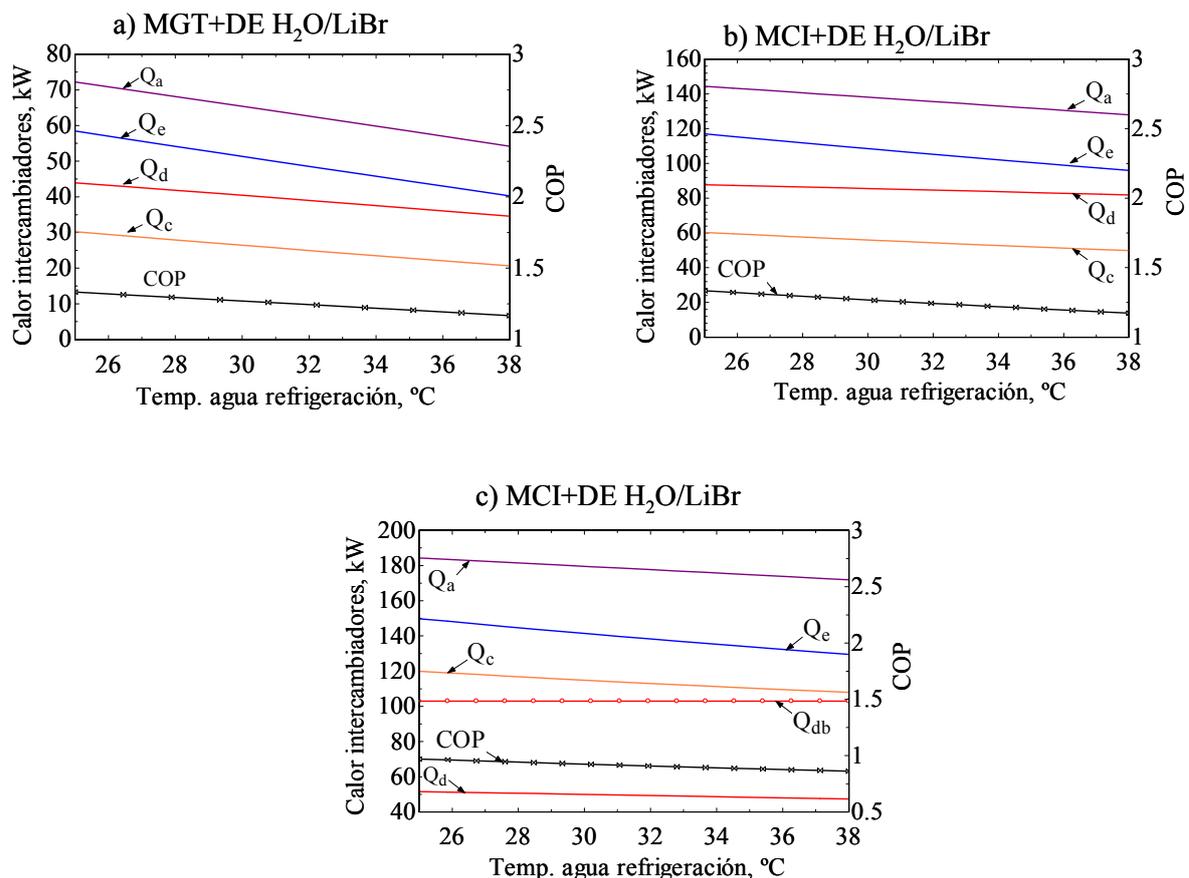


Figura 3.30. Variación de la potencia térmica (calor intercambiadores) y del COP de las enfriadoras de agua por absorción, en función de la temperatura de entrada del agua de refrigeración para las configuraciones de trigeneración avanzadas

3.3.7 Obtención de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración avanzadas

Las prestaciones a diferentes cargas de funcionamiento de la microturbina, obtenidas a partir del modelado de la configuración avanzada MGT+DE LiBr se muestran en la Figura 3.31. a) y b). En la Figura 3.31. a), el consumo de combustible y la potencia térmica utilizada en el generador de la enfriadora, aumenta a medida que la potencia eléctrica de la microturbina aumenta. El calor utilizado para activar la enfriadora de agua por absorción, cuando la microturbina produce 13 kW_e, fue alrededor de 25 kW y a 28 kW_e el calor utilizado fue de 40.4 kW. Se observa en la Figura 3.31 b), la potencia

eléctrica, frigorífica y térmica disponible en los diferentes niveles de carga de la microturbina. Se observa que en el punto máximo de carga, se tiene una potencia térmica adicional para otros usos, de alrededor de 20 kW. Por su parte la potencia frigorífica obtenida en este punto fué alrededor de 51.3 kW.

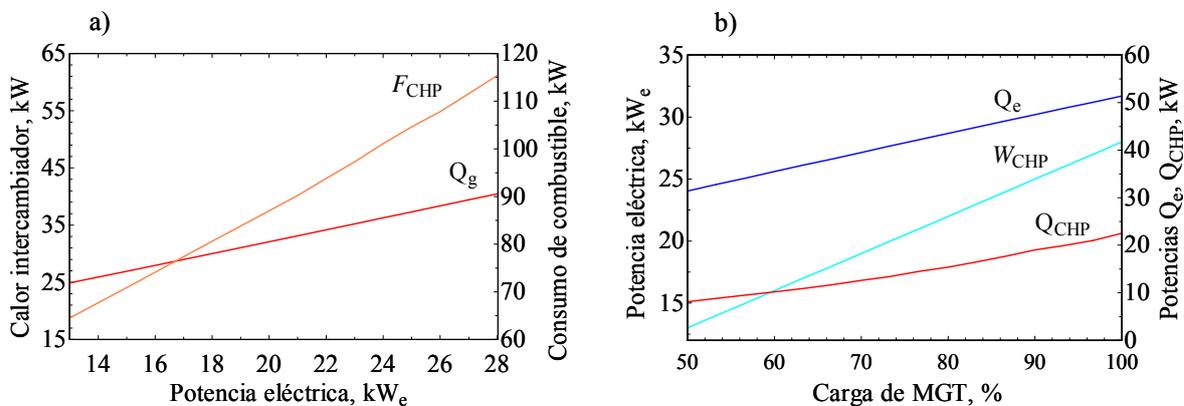


Figura 3.31 Prestaciones de la configuración de trigeneración 6, MGT+DE, H₂O/LiBr a) Consumo de combustible y calor en el generador en función de la potencia eléctrica de la microturbina. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga del motor de combustión.

Las prestaciones a diferentes niveles de carga de las configuraciones de trigeneración MCI+DE, H₂O/LiBr y MCI+SE/DE LiBr, están representadas en las Figuras 3.32 y 3.33. En las Figuras 3.32 a) y 3.32 b), se observa la potencia térmica utilizada en el generador de alta temperatura de la enfriadora de absorción de doble efecto, la cual fue mucho mayor que la utilizada en el generador de alta temperatura de la enfriadora de absorción de simple/doble efecto de la Figura 3.33. Sin embargo, a esta enfriadora se le suministra calor en el generador de baja temperatura, el cual hace que el total del calor suministrado a la enfriadora de simple doble efecto, sea mayor. El calor utilizado en el generador de baja temperatura de la enfriadora de simple/doble efecto, tiene un máximo de 103 kW cuando el motor funciona a plena carga, y en el generador de alta temperatura alrededor de 51 kW.

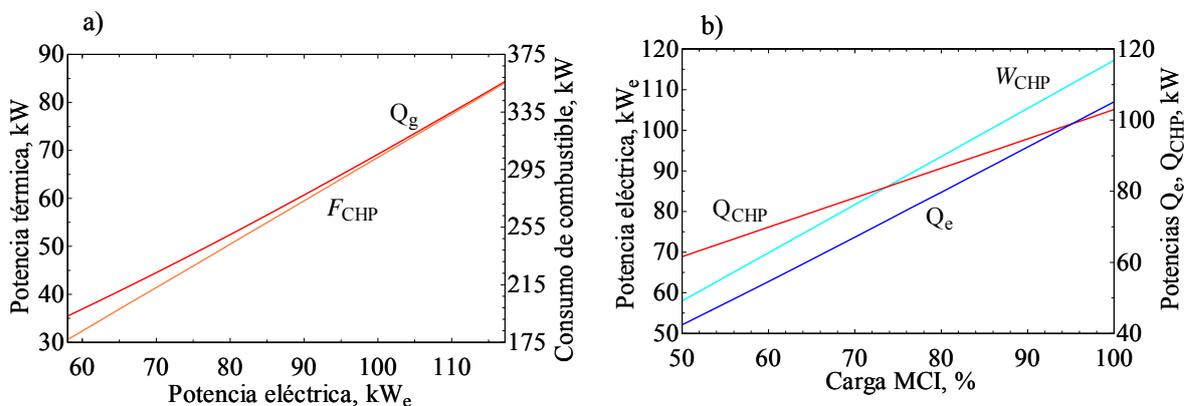


Figura 3.32. Prestaciones de la configuración de trigeneración 7, MCI+DE, H₂O/LiBr a) Consumo de combustible y calor en el generador en función de la potencia eléctrica del motor de combustión. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga del motor de combustión.

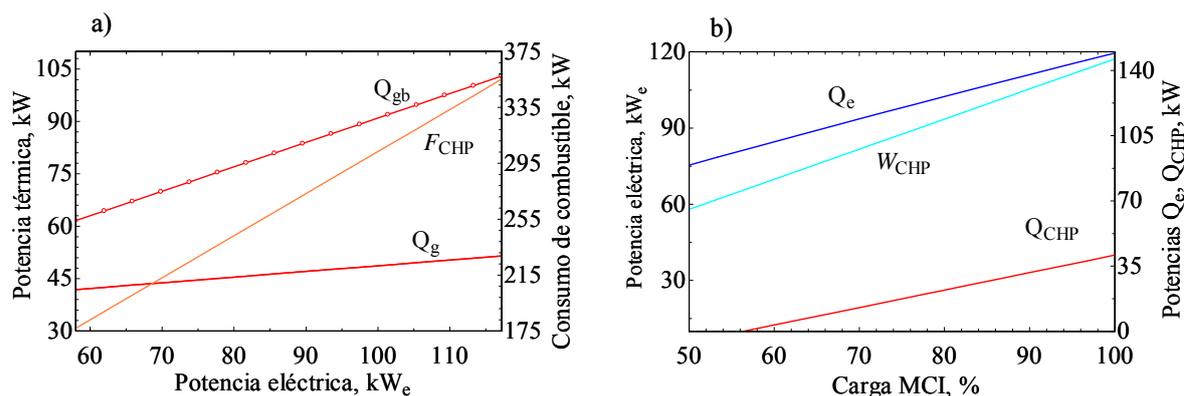


Figura 3.33. Prestaciones de la configuración de trigeneración 8, MCI+SE/DE, H₂O/LiBr a) Consumo de combustible y calor en el generador en función de la potencia eléctrica del motor de combustión. b) Potencia eléctrica, frío producido y calor adicional en función de la carga del motor de combustión.

En la configuración MCI+DE, H₂O/LiBr, la producción frigorífica, es menor que en la configuración MCI+SE/DE, H₂O/LiBr, que al tener mayor disponibilidad de calor en los generadores, obtiene una mayor cantidad de potencia frigorífica. Sin embargo, el calor disponible para otras aplicaciones Q_{CHP} es más alto en los diferentes niveles de carga en la configuración MCI+DE, H₂O/LiBr.

3.3.8. Resumen de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración

En las Tablas 3.15-3.18, se resumen las prestaciones y los rendimientos obtenidos a partir del modelado de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas que han sido estudiadas en los apartados anteriores. En las Tablas 3.15 y 3.16, se resumen los valores de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas a diferentes niveles de carga. Se puede apreciar que la configuración MGT+SE H₂O/LiBr el valor del calor disponible para otras aplicaciones es considerado cero, ya que casi toda la potencia térmica fue usada en su totalidad para activar la enfriadora por absorción.

Tabla 3.15. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas 1.2 Y 3 en función de la carga.

Configuración	1			2			3		
	MGT+SE H ₂ O/LiBr			MGT+SE NH ₃ /H ₂ O			MCI+SE H ₂ O/LiBr		
	Carga, %			Carga, %			Carga, %		
Prestaciones	100	75	50	100	75	50	100	75	50
Electricidad, W_{CHP} (kW _e)	28	21.2	13.9	28	21.2	13.9	117.2	84.3	58
Calor adicional, Q_{CHP} (kW)	0	0	0	46.4	32.8	20.4	92.3	60.9	35.8
Potencia frigorífica, Q_e (kW)	46.2	38.5	29.5	12	10.8	9.4	76.2	60	43.96
Combustible, F_{CHP} (kW)	115.3	90.3	64.5	115.3	90.3	64.5	355.2	259.7	176.9
Eficiencia eléctrica, $\eta_{e\ CHP}$	0.24	0.23	0.21	0.24	0.23	0.21	0.32	0.32	0.32

A diferencia que la configuraci3n MGT+SE NH₃/H₂O en la que se dispone de un valor considerable de calor residual adicional, en los diferentes niveles de carga. Una situaci3n similar sucede entre las configuraciones MCI+SE H₂O/LiBr y MCI+SE H₂O/LiBr, S, ya que en la primera se dispone de calor residual adicional, con una potencia frigorífica que varía desde 92.3 a 35.8 kW. En la configuraci3n MCI+SE H₂O/LiBr, S, casi todo el calor es usado para la producci3n de frío, por lo que la potencia frigorífica es mucho m3s elevada que en la anterior configuraci3n.

Tabla 3.16. Prestaciones de las configuraciones de trigeneraci3n b3sicas 4 y 5 en funci3n de la carga.

Configuraci3n	4			5		
	MCI+SE H ₂ O/LiBr, S			FC+SE H ₂ O/LiBr		
Prestaciones	Carga, %			Carga, %		
	100	75	50	100	75	50
Electricidad, W_{CHP} (kW _e)	117.2	84.3	58	5.6	4.2	2.8
Calor adicional, Q_{CHP} (kW)	12.6	0	0	0	5.3	4.2
Potencia frigorífica, Q_e (kW)	138	132.4	124.9	4.8	0	0
Combustible, F_{CHP} (kW)	355.2	259.7	176.9	21.4	17	10
Eficiencia el3ctrica, $\eta_{e,CHP}$	0.32	0.32	0.32	0.26	0.24	0.28

Los valores de las prestaciones de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas se resumen en la Tabla 3.17. Se puede apreciar que la Configuraci3n MGT+DE H₂O/LiBr presenta un aumento cercano al 10 % de la potencia frígorigica con respecto a la configuraci3n MGT+SE H₂O/LiBr al 100 % de carga; Adicionalmente, dispone de calor residual en cada uno de los diferentes niveles de carga del equipo de cogeneraci3n. La potencia frígorigica de la Configuraci3n MCI+SE/DE H₂O/LiBr, es alrededor de un 22 % m3s elevado que la configuraci3n MCI+DE H₂O/LiBr al 100 % de carga. En la Configuraci3n MCI+DE H₂O/LiBr se dispone de toda la potencia t3rmica suministrada por las camisas del motor.

Tabla 3.17. Prestaciones de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas en funci3n de la carga.

Configuraci3n	6			7			8		
	MGT+DE H ₂ O/LiBr			MCI+DE H ₂ O/LiBr			MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr		
Prestaciones	Carga, %			Carga, %			Carga, %		
	100	75	50	100	75	50	100	75	50
Electricidad, W_{CHP} (kW _e)	28	21.2	13.9	117.2	84.3	58	117.2	84.3	58
Calor adicional, Q_{CHP} (kW)	22.5	13.8	8.1	103	84.6	61.6	12	0	0
Potencia frigorífica, Q_e (kW)	51.3	41.2	31.4	105.1	73.48	42.5	149.4	120	89.1
Combustible, F_{CHP} (kW)	115.3	90.3	64.5	355.2	259.7	176.9	355.2	259.7	176.9
Eficiencia el3ctrica, $\eta_{e,CHP}$	0.24	0.23	0.21	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32

Las prestaciones de las configuraciones conformadas por la microturbina de gas, han sido evaluadas para diferentes valores de temperatura ambiente. Se aprecia que a medida que aumenta la temperatura, la potencia eléctrica, frígorigica y eficiencia disminuyen. A medida que aumenta la temperatura ambiente estas reducciones en las prestaciones se harían de forma más pronunciadas.

Tabla 3.18. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración conformada por la microturbina en función de la temperatura ambiente.

Configuración	1			2			6		
	MGT+SE H ₂ O/LiBr Ta, °C			MGT+SE NH ₃ /H ₂ O Ta, °C			MGT+DE H ₂ O/LiBr Ta, °C		
Prestaciones	25	30	35	25	30	35	25	30	35
Electricidad, W_{CHP} (kWe)	25.4	23.8	22.2	25.4	23.8	22.2	25.4	23.8	22.2
Calor adicional, Q_{CHP} (kW)	0	0	0	47.7	48	50	19.8	23.2	26
Potencia frígorigica, Q_c (kW)	46.4	42.4	39.4	12.1	10.9	8.7	59	51.7	45.4
Combustible, F_{CHP} (kW)	110.1	106	101	110.1	106	101	110.1	106	101
Eficiencia eléctrica, $\eta_{e\text{CHP}}$	0.24	0.24	0.23	0.24	0.24	0.23	0.24	0.24	0.23

3.4 CONCLUSIONES

En este capítulo se definieron las distintas configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas. Cada una de las configuraciones identificada, fue modelada, pudiendo obtener las prestaciones de cada una de las configuraciones estudiadas. Esto ha permitido determinar cuál de ellas ofrecen mayores beneficios en la obtención de frío, calor y electricidad, a diferentes cargas de funcionamiento y temperatura ambiente. Adicionalmente, con los modelos de las enfriadoras de agua por absorción, se pudo estimar cuáles son los puntos más favorables de funcionamiento, y qué variables reducen el rendimiento de las enfriadoras. Esto se realizó utilizando un análisis de la influencia de la variación de los caudales y corrientes externas en cada enfriadora que forman las configuraciones.

Por otra parte, teniendo en cuenta el nivel de carga de los equipos de cogeneración, fue posible obtener mayores prestaciones cuando la configuración funciona a plena carga, ya que se obtienen mayor producción eléctrica y mayor calor residual. Dependiendo del tamaño de la enfriadora y del COP, fue posible obtener mayor o menor producción de frío. Comparando las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas formadas por microturbinas y motores, se observó que utilizando las enfriadoras de absorción que tienen un mayor COP, como en el caso de las avanzadas, las prestaciones de la configuración fueron mayores, e incluso se tiene disponibilidad de calor adicional para otras aplicaciones, aparte del utilizado para activar la enfriadora de agua por absorción.

Respecto a la integración y el modelado de la Configuración FC+SE H₂O/LiBr, las prestaciones obtenidas a un nivel de carga menor al 100 % sólo pueden ser en modo cogeneración y a plena carga, todo el calor se utiliza para la producción de frío. Por lo que los tres flujos de energía de un sistema de trigeneración no se pueden conseguirse con esta configuración en particular, ya que la temperatura y la potencia térmica fueron muy bajas.

En lo que respecta a la evaluación de las prestaciones de las configuraciones de trigeneración teniendo en cuenta la temperatura ambiente, se aprecia que el incremento de la temperatura ambiente reduce el rendimiento eléctrico de los equipos de cogeneración. Este aumento de la temperatura ambiente causa un incremento de la temperatura de los gases de escape, favoreciendo una mayor disponibilidad de potencia térmica para activar las enfriadoras de agua por absorción. Sin embargo, este incremento de esta temperatura ambiente afecta directamente la potencia frigorífica y el COP, de la enfriadora por absorción causando una disminución a medida que aumenta la temperatura del agua de refrigeración.

Las prestaciones de las configuraciones avanzadas formadas con la microturbina, siguen siendo mayores que las básicas, bajo diferentes temperaturas ambientes. Como es el caso de la Configuración 6, que presenta mayor potencia frigorífica y calor adicional, para las tres temperaturas ambiente analizadas (25, 30 y 35 °C).

CAPÍTULO 4

EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN

4.1 INTRODUCCION

En este capítulo se realiza una evaluación energética de cada una de las configuraciones de trigeneración estudiadas. Para ello, se han tomado en cuenta diferentes indicadores de evaluación energética utilizados en la literatura científica, como son el ahorro de energía primaria, el rendimiento eléctrico equivalente, los rendimientos globales, la eficiencia exergética y la reducción de emisiones de CO₂. Por último, se definen conceptos de retorno de la inversión (*Pay back*) y análisis de costos del ciclo de vida (LCC) para realizar la evaluación económica de sistemas de trigeneración.

Para el análisis de los sistemas de trigeneración utilizando los indicadores mencionados, se han utilizado como base las prestaciones técnicas de cada configuración, calculadas en el Capítulo 3. Es importante resaltar que la evaluación económica se realizó teniendo en cuenta las condiciones legislativas tanto de la Unión Europea como Española referentes a la promoción de la cogeneración y trigeneración de pequeña escala.

4.2 CONCEPTOS GENERALES PARA LA EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN

4.2.1 Ahorro de energía primaria en sistemas de cogeneración

En la Figura 4.1 se representa un esquema general de un sistema de cogeneración (*CHP*, *combined, heat and power*). Este sistema está básicamente compuesto por un sistema de generación de electricidad y calor residual, tal como se presentó más detalladamente en el capítulo 1. En la mayoría de aplicaciones de cogeneración de pequeña potencia se emplea habitualmente gas natural como combustible, debido a la facilidad de aprovisionamiento utilizando las redes existentes en las ciudades y el bajo impacto ambiental en comparación con otra clase de combustibles.

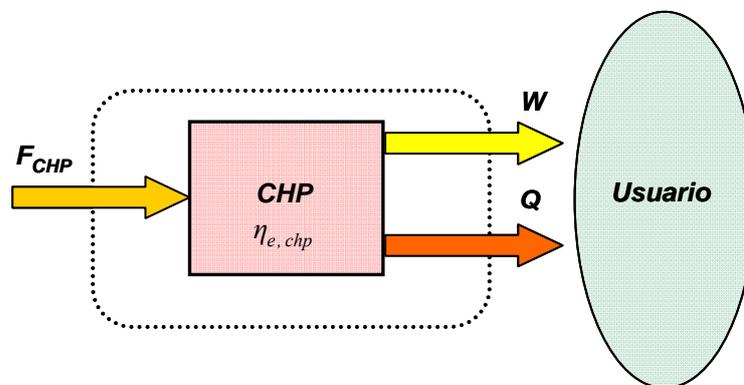


Figura 4.1. Diagrama de bloques de una configuración de cogeneración (CHP).

Como se mencionó en el Capítulo 1, las tecnologías mayormente utilizadas son los motores de combustión interna, las microturbinas y en menor medida las pilas de combustible. La forma de recuperación de calor en cada uno de los sistemas de cogeneración juega un papel importante en la eficiencia del sistema. Cuando se necesitan sistemas de respaldo o *back up* para la producción de calor, generalmente se utilizan calderas para producir agua caliente en las horas pico [131]. La forma básica de describir un sistema de cogeneración por medio de las eficiencias eléctrica, térmica y la global del sistema es a través de las siguientes ecuaciones [9]:

$$\eta_{eCHP} = \frac{W}{F_{CHP}} \quad (4.1)$$

$$\eta_{thCHP} = \frac{Q}{F_{CHP}} \quad (4.2)$$

$$\eta_{GCHP} = \frac{W + Q}{F_{CHP}} \quad (4.3)$$

Si el calor residual es utilizado para la producción de frío por medio de enfriadoras de agua por absorción, el rendimiento global teniendo en cuenta la producción de frío se calcula con la siguiente ecuación.

$$\eta_{GCHP2} = \frac{W + Q_e}{F_{CHP}} \quad (4.4)$$

El valor de cada una de estas eficiencias (4.1-4.4) depende entre otros factores de cada tecnología en particular, del sistema de recuperación de calor utilizado, de la aplicación y del nivel de carga de la tecnología de cogeneración [132].

En los sistemas convencionales como el representado en la Figura 4.2, la generación de energía se obtiene de forma separada por medio de equipos de generación eléctrica y equipos de generación térmica, ambos generalmente activados utilizando un combustible fósil. El valor de las eficiencias térmica y eléctrica dependerá de cada tecnología específica utilizada.

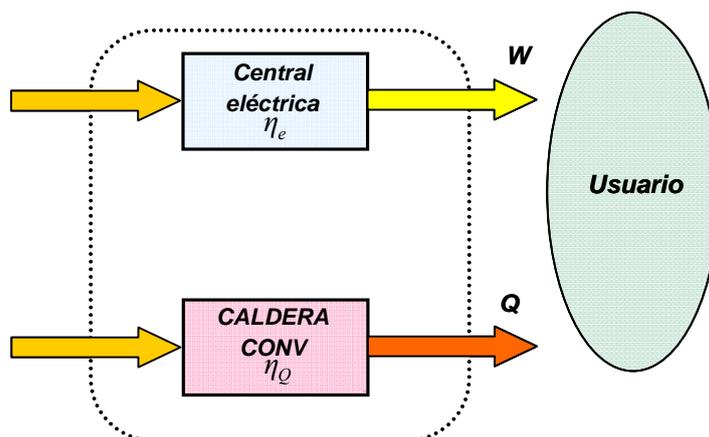


Figura 4.2. Diagrama de bloques de una configuración de producción separada.

En el caso de la producción separada de electricidad y calor de los sistemas convencionales las eficiencias eléctricas y térmicas pueden ser evaluadas de la siguiente forma:

$$F_{CONV} = F_{ELEC} + F_{CALD} \quad (4.5)$$

$$\eta_e = \frac{W}{F_{ELEC}} \quad (4.6)$$

$$\eta_{th} = \frac{Q}{F_{CALD}} \quad (4.7)$$

Uno de los factores más importantes para la selección de un sistema convencional o un sistema de cogeneración, para suministrar calor y electricidad para una determinada

aplicación, es el indicador de ahorro de energía primaria (*PES, Primary Energy Saving*) [14,15]. Este se define como el ahorro de combustible por unidad de energía requerida por el sistema convencional. Con las Ecuaciones 4.8 y 4.9 es posible obtener el cálculo de este indicador. Este criterio es el que se utiliza habitualmente como medida de evaluación de los sistemas de cogeneración de alta eficiencia [133,16].

$$\Delta F = F_{CONV} - F_{CHP} \quad (4.8)$$

$$PES = \frac{\Delta F}{F_{CONV}} = 1 - \frac{F_{CHP}}{F_{CONV}} = 1 - \frac{F_{CHP}}{\frac{W}{\eta_e} + \frac{Q}{\eta_{th}}} = 1 - \frac{I}{\frac{\eta_{eCHP}}{\eta_e} + \frac{\eta_{thCHP}}{\eta_{th}}} \quad (4.9)$$

En la Figura 4.3 se muestra un análisis de ahorro de energía primaria utilizando la ecuación 4.8. Este análisis se basa en un sistema de cogeneración que posee una eficiencia global de 80 %. A partir de la diferencia de la eficiencia global y la eficiencia eléctrica, es posible obtener la eficiencia térmica del equipo de cogeneración para cada uno de los valores de eficiencia eléctrica desde 0.15 hasta 0.9.

Los resultados del indicador *PES*, son comparados con diferentes sistemas convencionales que poseen unas eficiencias eléctricas de 35, 45 y 55 % y una eficiencia térmica del 90 %. Se puede apreciar en la figura, el porcentaje de ahorro de energía del sistema de cogeneración cuando se compara con estos sistemas convencionales. Estos análisis han determinado que es posible alcanzar ahorros de energía primaria de un 30 a un 50 % [134]. Se puede apreciar que el sistema de cogeneración con las características descritas anteriormente, necesita con un rendimiento eléctrico de mínimo 30 % para tener un ahorro del 10 % de energía primaria en comparación con un sistema convencional de una eficiencia eléctrica del 55 %.

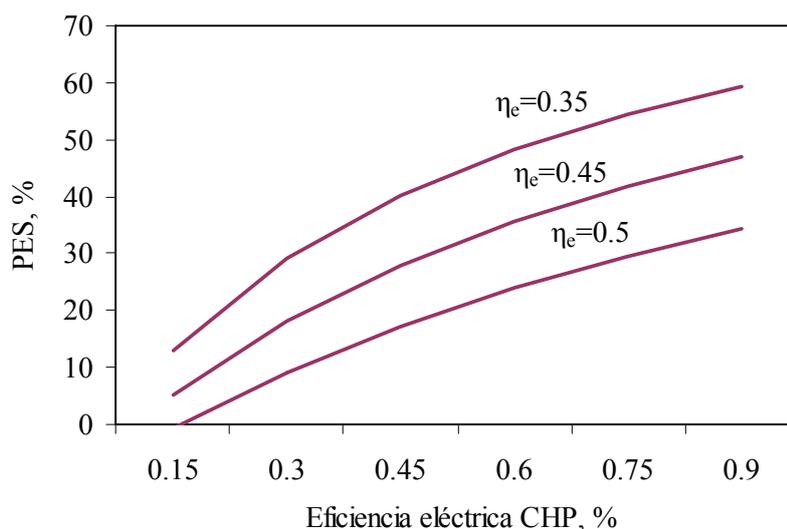


Figura 4.3. Esquema general de una configuración de producción separada.

Existen otros criterios de evaluación de los sistemas de cogeneración como el llamado Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE), que representa el rendimiento eléctrico comparado con un sistema de generación de energía eléctrica, descontando el combustible consumido necesario por un sistema convencional de generación de calor [134]:

$$REE = \frac{W_{CHP}}{F_{EQUI}} = \frac{W_{CHP}}{F_{EQUI}} = \frac{W_{CHP}}{F_{CHP} - \frac{Q}{\eta_{th}}} \quad (4.10)$$

4.2.2 Ahorro de energía primaria en sistemas de trigeneración

Se puede realizar un análisis similar al anterior introduciendo el concepto de ahorro de energía primaria para sistemas de trigeneración (*TPES, Trigeneration Primary Energy Saving*) que es una forma general del *PES*. El *TPES* se puede definir como el porcentaje de ahorro que tiene un sistema de trigeneración en comparación con la producción total de energía separada utilizando sistemas convencionales [135,136]; considerando que ambos sistemas producen la misma cantidad de calor, electricidad y frío. La Ecuación 4.11 expresa el cálculo del *TPES*, cuyas variables se presentan en la Figuras 4.4 y 4.5 tanto para un sistema de trigeneración como para un sistema de producción separada de energía. Esta expresión es una herramienta práctica y sencilla para evaluar el ahorro de energía que se puede obtener de los sistemas de trigeneración.

$$TPES = \frac{F_{CONV} - F_{CHP}}{F_{CONV}} = 1 - \frac{F_{CHP}}{\frac{W}{\eta_e} + \frac{Q}{\eta_{th}} + \frac{Q_e}{\eta_e \cdot COP}} \quad (4.11)$$

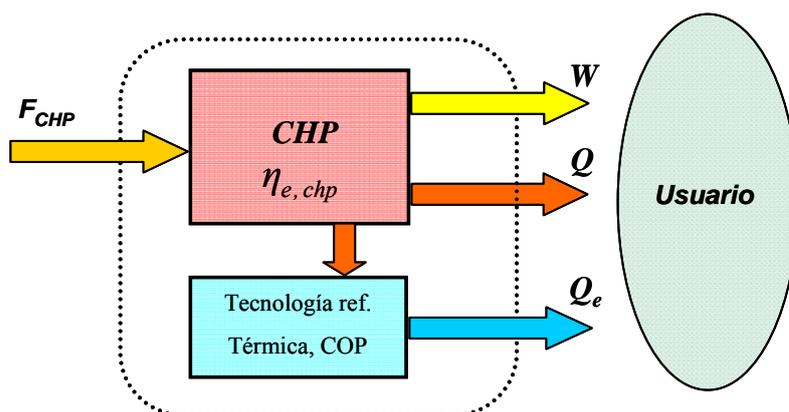


Figura 4.4. Diagrama de bloques de una configuración de trigeneración.

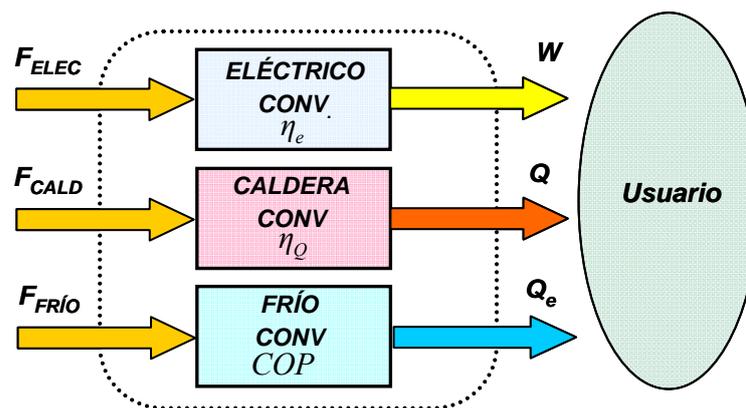


Figura 4.5 Diagrama de bloques de una configuración de producción separada.

En las figuras 4.4 y 4.5, F_{CHP} corresponde al consumo de combustible del sistema de cogeneración; F_{CONV} es el consumo de combustible total de la producción separada de energía. W es la energía eléctrica neta generada. Q es la energía térmica generada en el sistema de trigeneración, producida por el equipo de cogeneración, calderas, bombas de calor o cualquier sistema de recuperación de calor y excluyendo la energía térmica necesitada por la máquina de absorción. Q_e es la energía de refrigeración producida por el sistema de refrigeración activado térmicamente y el sistema convencional. Las eficiencias η_e y η_{th} corresponden a la eficiencia de producción de energía separada (SP), respectivamente.

Las eficiencias mencionadas anteriormente dependen de las distintas tecnologías utilizadas. Para la producción separada de electricidad, se considera la eficiencia de centrales eléctricas, y en el caso de la producción térmica se utilizan valores de eficiencia habituales en calderas. Para la producción de frío, se considera generalmente la eficiencia de un sistema de refrigeración por compresión mecánica o un sistema alimentado térmicamente, para el sistema convencional y de trigeneración, respectivamente. Sin duda, los equipos más usados para la producción de frío son basados en ciclos de compresión de vapor, donde el compresor es activado con energía eléctrica.

Con respecto a asignar valores numéricos para las eficiencias de producción de energía separada, no hay un procedimiento formal para esta clase de evaluación. Sin embargo, se pueden considerar dos enfoques que se explican a continuación:

- En el primer enfoque, la comparación se realiza asumiendo valores medios de eficiencia, claramente dependientes del tipo de unidad de producción operativa en el lugar o país específico. Por ejemplo, el η_e puede ser equivalente a 0.4. Este valor depende del porcentaje de cada una de las tecnologías que proporcionan energía a la red eléctrica pública. La η_{th} puede ser del rango de 0.8 a 0.9, promedio en eficiencia de calderas. El valor del COP como depende entre otros factores, de la temperatura exterior, además de la temperatura en la que se

provee la potencia frigorífica. Es recomendable adoptar diferentes valores de referencia para las diferentes estaciones del año, unos valores de COP entre 3 y 4 son razonables.

- En el segundo enfoque, es posible comparar el sistema con la mejor tecnología disponible en el mercado para la producción separada, así posibles los valores pueden ser $\eta_e=0.55$ para ciclos combinados, $\eta_{th}=1$ para calderas de condensación, con referencia al LHV y COP entre 6 y 7.

Con la finalidad de escoger los valores numéricos para las eficiencias en la producción separada se han considerado diferentes posibles escenarios de referencia mostrados en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Escenarios de referencia para la producción separada [135].

Escenarios de eficiencia	η_e	η_{th}	COP
Baja eficiencia	0.4	0.8	3
Media	0.4	0.9	4
Intermedia	0.45	0.95	5
Estado del arte	0.55	0.98	6

Los escenarios de baja eficiencia pueden escogerse para comparaciones típicas con equipos no centralizados para aplicaciones residenciales o en el sector terciario. Los valores del escenario de eficiencia media pueden ser aplicados para sistemas centralizados en aplicaciones residenciales o alguna aplicación industrial. Los valores del escenario intermedio pueden ser usados con equipos industriales. Finalmente, los valores de eficiencia del estado del arte hacen referencia a las mejores tecnologías que normalmente pueden encontrarse hoy en día.

En la Figura 4.6, se presenta otro esquema de trigeneración, en el cual se utiliza un sistema de compresión convencional para producir frío adicional al generado con el sistema de absorción. En el esquema se representan la fracción de calor α que corresponde a la fracción de calor utilizada para activar la enfriadora por absorción respecto al calor total generado por el sistema de cogeneración. Del mismo modo se representan la fracción de calor para la utilización en otras aplicaciones $(1-\alpha)$. En la Figura 4.6 también se representan la fracción de electricidad α_y , que se obtiene con el cociente de la energía utilizada para activar el sistema de compresión convencional entre el total de energía eléctrica producida por el sistema de cogeneración y la fracción de electricidad producida.

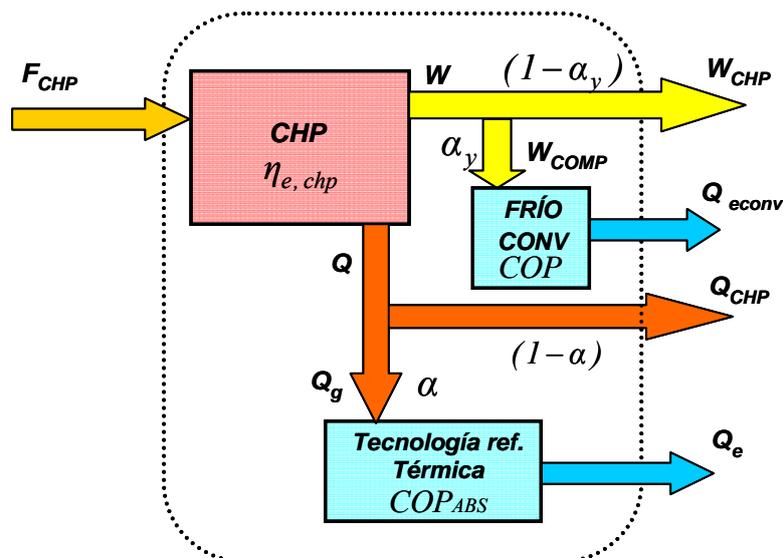


Figura 4.6. Diagrama de bloque de una configuración de trigeneración con producción convencional de frío.

Las prestaciones de este sistema de trigeneración se pueden representar con las siguientes ecuaciones [136]:

$$W = W_{CHP} + W_{COMP} \quad (4.12)$$

$$W = W \cdot (1 - \alpha_y) + W \cdot \alpha_y \quad (4.13)$$

$$Q = Q_{CHP} + Q_g \quad (4.14)$$

$$Q = Q \cdot (1 - \alpha) + Q \cdot \alpha \quad (4.15)$$

$$Q_{eT} = Q_{eCONV} + Q_e \quad (4.16)$$

$$Q_{eT} = W \cdot \alpha_y \cdot COP + Q \cdot \alpha \cdot COP_{ABS} \quad (4.17)$$

$$TPES = 1 - \frac{1}{\frac{(1 - \alpha_y) \cdot \eta_{eCHP}}{\eta_e} + \frac{(1 - \alpha) \cdot \eta_{thCHP}}{\eta_{th}} + \frac{\eta_{thCHP} \cdot \alpha \cdot COP_{ABS} + \eta_{eCHP} + \alpha_y \cdot COP}{\eta_e \cdot COP}} \quad (4.18)$$

Utilizando la ecuación anterior es posible la realización de análisis de sensibilidad de para el ahorro de energía primaria de configuraciones de trigeneración. En la Figura 4.7, se representa el ahorro de energía primaria (TPES) para diferentes fracciones de electricidad en función de la fracción de calor del sistema, para una configuración como la representada en la Figura 4.6. Cuando la fracción de electricidad $\alpha_y=0$, significa que toda la electricidad producida por el equipo cogeneración es vertida a la red, o usada en alguna aplicación distinta a la producción de frío con sistemas convencionales. Se aprecia en la Figura 4.6 que utilizando el valor de $\alpha_y=0$, los valores del TPES son más elevados. También para este mismo valor de α_y , la fracción de calor máxima para alcanzar un valor del TPES positivo es alrededor de 0.43. Con las demás fracciones de electricidad, los valores de TPES son más bajos. Para obtener los valores de la figura, en la Tabla 4.2 se resumen las características técnicas de los equipos utilizados para obtener los valores representados.

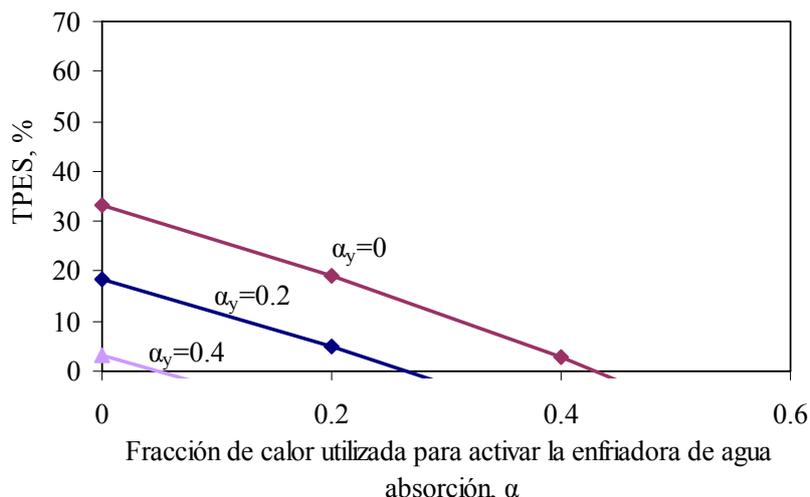


Figura 4.7. TPES en función de las fracciones de electricidad y calor en un sistema de trigeneración.

Tabla 4.2. Características técnicas de los equipos utilizados en Figura 4.7.

Características técnicas	Valor
Eficiencia eléctricas CHP, η_{eCHP}	0.3
Eficiencia eléctrica convencional, η_e	0.4
Eficiencia Térmica CHP, η_{thCHP}	0.6
Eficiencia térmica convencional, η_{th}	0.8
Fracción de calor para absorción, α	0- a- 1
Fracción eléctrica compresión, α_y	0 a 0.6
COP absorción, COP_{ABS}	0.7

4.2.3 Eficiencia exergética de configuraciones de trigeneración.

La exergía de un sistema en un estado determinado a temperatura, T, corresponde al trabajo máximo disponible que puede obtenerse con respecto a un ambiente a temperatura, T_a , y es equivalente al trabajo producido por una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente [137].

La eficiencia exergética se define como el *ratio* de la exergía de salida y la exergía suministrada. La eficiencia exergética está ideada como una medida de aproximación a la operación reversible, y su valor varía de 0 a 1. Cuando su valor es 0 existe una destrucción completa de la exergía, por el contrario su valor de 1 es el mejor caso donde no existe destrucción de la exergía. La eficiencia exergética describe la diferencia en la calidad de energía con el factor exergético. Este un criterio que es generalmente considerado razonable. Viene dado por la siguiente expresión [138]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{elec} + E_{calor} + E_{frio}}{E_{combustible}} \quad (4.19)$$

$$\eta_{ex} = \frac{W + \theta_H \cdot (1 - \alpha) \cdot Q_{CHP} - \theta_R \cdot COP_{abs} \cdot \alpha \cdot Q_{CHP}}{R_{ex} F} \quad (4.20)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{e, chp} + \theta_H \cdot (1 - \alpha) \cdot \eta_{Q, chp} - \theta_R \cdot COP_{abs} \cdot \alpha \cdot \eta_{Q, chp}}{R_{ex}} \quad (4.21)$$

$$\theta_H = 1 - \frac{T_a}{T_H} > 0 \quad (4.22)$$

$$\theta_R = 1 - \frac{T_a}{T_R} < 0 \quad (4.23)$$

Donde: COP_{abs} es el COP de la enfriadora de agua por absorción. Q_{CHP} es la potencia térmica producida por el sistema de cogeneración. T_a es la temperatura absoluta de referencia ambiental. T_H es la temperatura absoluta de la fuente térmica. T_R es la temperatura absoluta de la fuente de producción de frío. F es el consumo de combustible y R_{ex} es el factor de exergía para el combustible. En el caso del gas natural, alguno de los autores consideran el uso de $R_{ex}=1.04$. Sin embargo, este puede ser estimado a partir de la temperatura del combustible [139].

La eficiencia exergética de los sistemas de trigeneración está dada por el *ratio* de la exergía de cada uno de los productos de salida y la exergía de entrada. Diversos autores han utilizado evaluaciones con exergía en diversos sistemas de trigeneración y ciclos de potencia, presentando diversos análisis de sensibilidad en las condiciones de trabajo del sistema y evaluando el impacto en la eficiencia exergética lo cual demuestra la utilización para determinar condiciones óptimas de trabajo [140-141]. Considérese por ejemplo el cálculo de la eficiencia exergética de un sistema de trigeneración como el de la Figura 4.8, integrado por una equipo de cogeneración de una eficiencia eléctrica y térmica de 24 y 53 %, respectivamente; y una enfriadora de absorción con un COP de 0.7. Tomando como referencia una temperatura ambiente de 15 °C y una temperatura del calor disponible de 120 °C, aplicando la Ecuación 4.28, es posible obtener la gráfica de la Figura 4.9. El valor de la eficiencia exergética varía desde 0.36 a 0.24 para unas fracciones de calor para refrigeración desde 0 hasta 1.

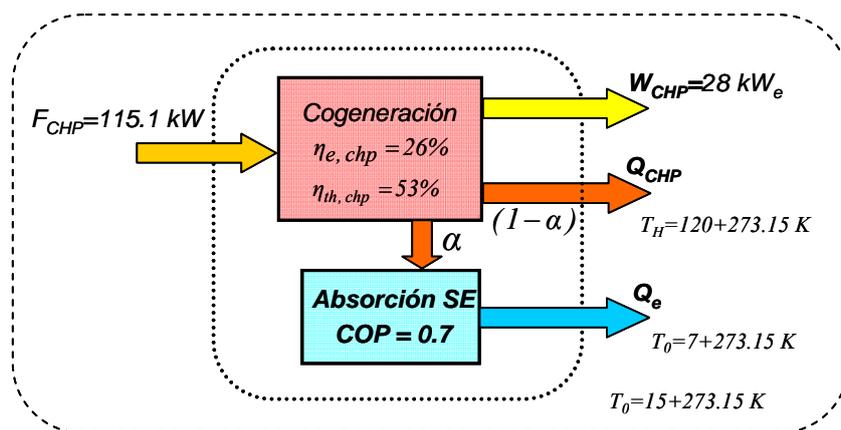


Figura 4.8. Configuración de trigeneración con valores de referencia para el cálculo de la eficiencia exergética

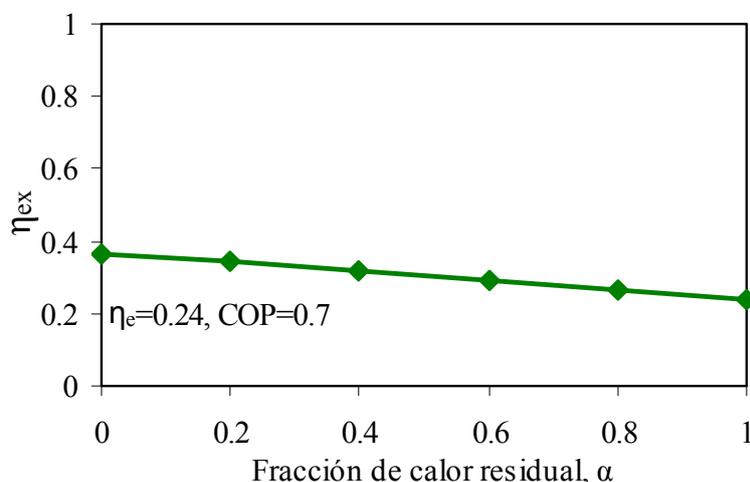


Figura 4.9. Cálculo de la eficiencia exérgica de una configuración de trigeneración

4.2.4 Evaluación ambiental de configuraciones de trigeneración (emisiones de CO₂)

El TPES brinda información acerca del ahorro de energía primaria de los sistemas de trigeneración, pero no acerca de su impacto ambiental. En diferentes estudios publicados acerca del impacto medioambiental de configuraciones de trigeneración, se han calculado valores de reducción de emisiones de CO₂ de alrededor de un 15 % en comparación con sistemas convencionales [142,143]. El ahorro de emisiones de CO₂ de un sistema de trigeneración depende directamente del *mix* de generación de energía del país donde esté ubicado, el cual puede determinar el índice de ahorro de emisiones de CO₂. El cálculo de las emisiones de CO₂ de una configuración de trigeneración puede realizarse a partir de la diferencia de las emisiones de CO₂ causadas por el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ evitadas por la energía eléctrica generada por el sistema de cogeneración [144].

El cálculo de las emisiones de CO₂ de un sistema de trigeneración puede realizarse utilizando la Ecuación 4.31.

$$(E.CO_2)_{trig} = F_{CHP} \cdot A_F - W_{CHP} \cdot A_E \quad (4.24)$$

El cálculo de las emisiones de CO₂ de un sistema convencional de producción de frío, calor y electricidad es realizado de la siguiente forma:

$$(E.CO_2)_{conv} = W \cdot A_E + \frac{Q}{\eta_t} \cdot A_F + \frac{Q_e}{COP} \cdot A_E \quad (4.25)$$

Donde: A_F = Factor de emisiones de CO₂ para el combustible. A_E = Factor de emisiones de CO₂ para la electricidad. W = Energía eléctrica producida por el sistema convencional. En la Tabla 4.3 se aprecian algunos factores para el cálculo emisiones de CO₂ para la electricidad y el gas natural para diversos países en Europa.

Tabla 4.3. Factores de emisión de CO₂ para el gas natural y electricidad [145].

Carbon Dioxide Intensity Of Electricity kg CO ₂ kWh ⁻¹			Carbon Dioxide Intensity Of Electricity kg CO ₂ kWh ⁻¹		
Region		Note	Country		Note
Africa	0.705	b	Argentina	0.319	b
Asia	0.772	b	Australia	0.885	c
EU	0.362	c	Austria	0.187	c
Europe (OECD)	0.391	c	Belgium	0.310	c
Europe (non-OECD)	0.584	b	Brazil	0.087	b
Latin America	0.189	b	Canada	0.225	c
Middle East	0.672	b	China	1.049	b
N America	0.567	c	Denmark	0.385	c
Pacific	0.465	c	Finland	0.222	c
Former USSR	0.367	c	France	0.078	c
			Germany	0.512	c
			Greece	0.876	c
			India	1.003	b
			Indonesia	0.715	b
			Ireland	0.722	c
			Italy	0.527	c
			Japan	0.389	c
			Malaysia	0.465	b
			Mexico	0.689	b
			Netherlands	0.487	c
			New Zealand	0.167	c
			Norway	0.003	c
			Pakistan	0.524	b
			Philippines	0.534	b
			Portugal	0.508	c
			Russia	0.347	b
			S Africa	0.941	b
			Saudi Arabia	0.545	b
			Singapore	0.816	b
			Spain	0.455	c
			Sweden	0.041	c
			Switzerland	0.007	c
			UK	0.507	c
			USA	0.610	c
Carbon Dioxide Intensities Of Fuels Used In The Calculations					
	g CO ₂ MJ ⁻¹				
Fuel					
Natural gas	56.1	d			
Gasoline	69.3	d			
Kerosene	71.5	d			
Diesel Oil	74.1	d			
Liquefied Petroleum Gas	63.1	d			
Residual Fuel Oil	77.4	d			
Anthracite	98.3	d			
Bituminous Coal	94.6	d			
Sub-bituminous coal	96.1	d			
Lignite	101.2	d			
Oil Shale	106.7	d			
Peat	106.0	d			

Notes:

- Regions as defined in IEA (2002a) and IEA (2003).
- Carbon dioxide from "Public Electricity and Heat Production"⁵ (units Mtonnes CO₂) in summary tables of IEA (2002b), divided by Total Final Consumption electricity and heat⁶ given as ktonne Oil Equivalent in IEA (2002a), further divided by 11.63 to convert to kg CO₂ kWh⁻¹.
- Carbon dioxide as in 2 above, divided by Total Final Consumption⁴ given as GWh in IEA (2003), multiplied by 1000 to convert to kg CO₂ kWh⁻¹.
- Values from Table 3 of IEA (2002b) multiplied by 44/12 to convert to mass of CO₂.
- Using this category has the effect that all energy inputs to systems that generate electricity and heat are counted against both the electricity and heat generated.
- Total Final Consumption is electricity or heat available at the consumer net of transmission and distribution losses.

Los valores utilizados para el caso de España se resumen en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Factores de emisión de CO₂ para el gas natural y electricidad en España [145].

Toneladas CO ₂ /MWh Factor de Emisión	Símbolo	Valor
Gas Natural	A_F	0.2
Electricidad	A_E	0.455

Es posible utilizar la metodología de comparación utilizada en el cálculo del *TPES*, para calcular el ahorro de emisiones de CO₂ en comparación con la producción de energía separada utilizando sistemas convencionales en los diferentes escenarios de eficiencia.

$$E_{trig} = \frac{(E.CO_2)_{conv} - (E.CO_2)_{CHP}}{(E.CO_2)_{conv}} \quad (4.26)$$

Donde:

$$(E.CO_2)_{CHP} = F_{CHP} \cdot A_F \quad (4.27)$$

$$(E.CO_2)_{conv} = W \cdot A_E + \frac{Q \cdot (1 - \alpha)}{\eta_t} \cdot A_F + \frac{Q \cdot \alpha \cdot COP_{ABS}}{COP} \cdot A_E \quad (4.28)$$

Introduciendo el término:

$$R = \frac{(E.CO_2)_{conv}}{(E.CO_2)_{CHP}} = \eta_{e,CHP} \cdot \frac{A_E}{A_F} + \frac{\eta_{t,CHP} \cdot (1 - \alpha)}{\eta_t} + \frac{\eta_{t,CHP} \cdot \alpha \cdot COP_{ABS}}{COP} \cdot \frac{A_E}{A_F} \quad (4.29)$$

$$E_{trig} = 1 - R^{-1} \quad (4.30)$$

En la Figura 4.10 se presenta un ejemplo de cálculo de emisiones de CO₂ para diferentes fracciones de calor de un sistema de trigeneración que posee una eficiencia eléctrica, térmica y un COP de la enfriadora por absorción de 0.26, 0.53 y 0.7 respectivamente. La eficiencia eléctrica, térmica y el COP de los sistemas convencionales de producción de calor y frío son 0.4, 0.8 y 3 respectivamente. Para el cálculo se han utilizado los factores de la Tabla 4.4 y la ecuación 4.37. Se puede apreciar en la figura que el sistema de trigeneración con las características mencionadas, es posible obtener ahorros de emisiones de CO₂, cuando la enfriadora de agua por absorción funciona con fracciones de calor menores a 0.65. Esta comparativa se puede realizar para distintos escenarios de referencia.

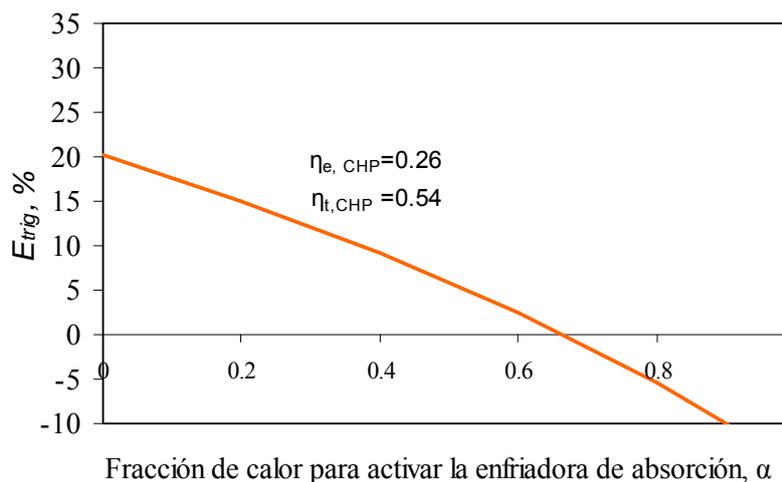


Figura 4.10. Cálculo del ahorro de emisiones de CO_2 de una configuración de trigeneración

4.2.5 Evaluación económica de configuraciones de trigeneración usando el payback

El periodo de retorno de la inversión (*payback*) es un indicador muy utilizado para evaluar de forma estática el tiempo de recuperación de la inversión que se obtiene para cada configuración de trigeneración. El *payback* constituye uno de los principales criterios para decidir si la inversión se llevará a cabo o no. Es necesario destacar que el *payback* no tiene en cuenta el valor temporal del dinero. Una forma de calcular el *payback* es utilizando la Ecuación 4.38

$$\text{Payback} = \frac{\text{Costos de inversión sistema convencional} - \text{Costos de inversión conf. trigeneración}}{\text{Total costos de operación} - \text{Total costos de operación conf. trigeneración}} \quad (4.31)$$

4.2.6 Evaluación económica de configuraciones de trigeneración utilizando el análisis de costo del ciclo de vida (LCC)

El análisis del ciclo de costes (LCC) es un método para evaluar el valor presente del coste total y futuro de una inversión, así como el coste de operación y mantenimiento de un sistema a lo largo de su ciclo de vida. Para calcular el valor de LCC, es necesario que todos los costos recurrentes durante el periodo sean tenidos en cuenta. Los costos durante el ciclo de vida de una instalación son de dos tipos: El primer tipo hace referencia a los costes fijos y el segundo a los costes recurrentes.

Los costes fijos se dan una vez o más durante el ciclo de vida, por ejemplo, inversión, reparación, etc. Los costes recurrentes anuales se dan regularmente todos los años, consumo de energía, mantenimiento anual, etc. El valor presente de los costes fijos puede ser calculado usando la siguiente ecuación:

$$SCP_n = \frac{SC_n}{[1 + (1 - Pe)]^n} \quad (4.32)$$

Donde SCP_n es el valor presente de un costo fijo y SC_n es el valor de un coste fijo después de n años y Pe es el precio de la inflación. En el caso de los costes recurrentes, el valor presente puede ser calculado como:

$$RCP_n = RC_n \cdot \frac{1 - [1 + (i - pe)^{-n}]}{(1 - pe)} \quad (4.33)$$

Donde RCP_n es el valor presente de un coste recurrente anual, y RC_n es el valor anual del coste recurrente. La fórmula para el cálculo del LCC es:

$$LCC_{total} = Inv + LCC_{energía} + LCC_{O\&M} + LCC_{otros} \quad (4.34)$$

El término Inv es el valor presente de la inversión, lo cual incluye el coste de los productos, instalación, administración, etc. El valor del $LCC_{energía}$ es el valor presente de los costos energéticos. El término $LCC_{O\&M}$ es el valor presente de los costos por la operación y mantenimiento y el LCC_{otros} es el valor presente por otros costos.

Los costes de los equipos que conforman las configuraciones de trigeneración se resumen en la Tabla 4.5

Tabla 4.5. Costos de los equipos [146].

Equipos	Precio
Motor de combustión interna. ICE, (€/kW _e)	1000
O&M/year, (€/kWh)	0,0165
Microturbina. MGT, (€/kW _e)	1600
O&M/year, (€/kWh)	0.003
Pila de combustible. PEMFC, (€/kW _e)	3000
O&M/year, (€/kWh)	0.005
Enfriadora de agua por absorción H ₂ O/ LiBr, (€/kW _e)	1400
O&M/year, (€/kW _e)	0,008
Enfriadora de agua por absorción NH ₃ /H ₂ O, (€/kW _e)	590
O&M/year, (€/kW _e)	0,008
Enfriadora por compresión (€/kW _e)	160
O&M/year, (€/kW _e)	70

Los datos adicionales utilizados en el cálculo de LCC son los presentados en la Tabla 4.6. Estos valores dependen directamente de las regulaciones del país donde se realiza en análisis. Ya que tienen en cuenta los precios de compra y venta de los fuentes energéticas y del interés utilizado Los valores para la electricidad de compra y venta son los valores para España, estos valores dependen del rendimiento eléctrico es en función del ahorro de energía primaria del sistema [16].

Tabla 4.6. Datos para calcular el LCC [147-149, 16].

Datos	Valor
Tasa de Interés, (%)	6
Precio de compra de la electricidad, (€/kWh)	0.117
Precio de combustibles, (€/kWh)	0.041
Precio de venta de la electricidad, (€/kWh)	0.13
Incremento del precio, (%)	0.117
Precio de compra electricidad, (€/kWh)	0.13
Precio de venta electricidad, (€/kWh)	0.041
Gas, (€/kWh)	3

4.3 EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN

En este apartado, se realiza una evaluación de cada una de las configuraciones de trigeneración estudiadas, utilizando el cálculo de prestaciones realizado en el capítulo 3 y usando los diferentes parámetros de evaluación presentados anteriormente en el apartado 4.2. En el caso de la evaluación económica de las configuraciones, esta se tendrá en cuenta en el capítulo posterior, con la aplicación de las configuraciones en un edificio, ya que se dispondrá de datos basados en las horas de funcionamiento del sistema.

Para el cálculo de los rendimientos: global, global 1 y global 2, se utilizaron las Ecuaciones 4.1-4.4, por su parte para el cálculo del *PES* y *TPES* se utilizaron las Ecuaciones 4.8-4.10. Para estos dos últimos indicadores se utilizaron los valores de las eficiencias en los diferentes escenarios en la producción separada de energía, definidos en la Tabla 4.1. También se incorporaron la evaluación de los ratios de producción de electricidad, combustible y calor en relación con el combustible consumido, en cada configuración de trigeneración.

En las Tablas 4.7 y 4.8 se presentan el resultado de los indicadores de evaluación de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas. Teniendo en cuenta el funcionamiento tanto en modo trigeneración como en cogeneración. Los equipos de cogeneración (microturbina, motor y pila de combustible) en estas tablas operan a diferentes niveles de carga 100, 75 y 50 %.

Tabla 4.7 Resultados de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración básicas

Configuración	1			2			3			4			5		
	MGT+SE H ₂ O/LiBr			MGT+SE NH ₃ /H ₂ O			MCI+SE H ₂ O/LiBr			MGT+SE H ₂ O/LiBr S			FC+SE H ₂ O/LiBr		
	100	75	50	100	75	50	100	75	50	100	75	50	100	75	50
Fracción de calor	1	1	1	0.26	0.31	0.38	0.51	0.65	1	0.93	0.90	0.90	1	1	1
Potencia frigorífica (kW)	46.2	38.5	29.5	12.0	10.8	9.4	76.2	60.0	43.9	138.0	132.4	124.8	4.8	0.0	0.0
Calor (kW)	61.1	49.7	38.5	61.1	49.7	38.5	195.3	141.2	97.4	195.3	141.2	97.4	7.0	5.3	4.2
Calor excedente (kW)	0.0	0.0	0.0	46.4	32.8	20.4	92.3	60.9	35.8	12.6	0.0	0.0	0.0	5.3	4.2
Electricidad (kWe)	28.0	21.2	13.9	28.0	21.2	13.9	117.2	84.3	58.0	117.2	84.3	58.0	5.6	4.2	2.8
Combustible (kW)	115.3	90.3	64.5	115.3	90.3	64.5	355.2	259.7	176.9	355.2	259.7	176.9	21.4	17.0	10.0
η global (%)	64.4	66.1	67.3	74.9	71.8	67.8	80.4	79.0	77.8	75.4	83.4	103.3	48.6	55.9	70.0
η GCHP 1 (%)	64.4	66.1	67.3	34.7	35.4	36.1	54.4	55.6	57.6	71.8	83.4	103.3	48.6	24.7	28.0
η GCHP 2 (%)	24.3	23.5	21.6	64.5	59.8	53.2	59.0	55.9	53.0	36.5	32.5	32.8	26.2	55.9	70.0
Relación Frío/combustible	0.40	0.43	0.46	0.10	0.12	0.15	0.21	0.23	0.25	0.39	0.51	0.71	0.22	0	0
Relación Calor/combustible	0	0	0	0.40	0.36	0.32	0.26	0.23	0.20	0.04	0	0	0	0.31	0.42
Relación Electricidad/combustible	0.24	0.23	0.22	0.24	0.23	0.22	0.33	0.32	0.33	0.33	0.32	0.33	0.26	0.25	0.28
PES (baja) (%)	20.8	18.4	14.0	20.8	18.4	14.0	31.0	30.4	31.0	31.0	30.4	31.0	4.8	-1.3	18.4
PES (media) (%)	15.9	13.3	8.4	15.9	13.3	8.4	27.4	26.8	27.4	27.4	26.8	27.4	0.6	-5.9	14.3
PES (intermedia) (%)	8.4	5.5	0.3	8.4	5.5	0.3	20.5	19.9	20.5	20.5	19.9	20.5	-9.3	-16.3	6.0
PES (Estado del arte) (%)	-2.3	-5.4	-10.8	-2.3	-5.4	-10.8	10.1	9.3	10.1	10.1	9.3	10.1	-25.1	-32.9	-6.6
TPES(baja) (%)	-10.0	-13.9	-21.6	14.6	10.5	3.2	21.5	17.8	9.4	11.3	11.6	12.1	-19.5	-24.8	-2.8
TPES(media) (%)	-20.2	-24.6	-33.7	8.8	4.2	-4.0	16.6	12.5	2.7	4.9	5.4	5.9	-26.6	-32.2	-9.6
TPES(intermedia) (%)	-43.2	-48.6	-59.9	-1.1	-6.5	-16.3	5.8	0.2	-14.6	-11.1	-10.2	-9.7	-47.6	-53.2	-27.5
TPES(Estado del arte) (%)	-82.2	-89.2	-104.1	-15.5	-22.2	-34.1	-11.3	-19.9	-44.5	-38.6	-36.8	-36.2	-85.0	-89.7	-58.2
REE (%)	43.8	44.6	43.8	55.5	50.7	44.3	69.8	67.2	65.7	62.4	53.8	57.3	34.9	37.8	52.5
η_{ex}	0.24	0.23	0.21	0.31	0.29	0.28	0.46	0.42	0.3	0.30	0.31	0.31	0.25	0.22	0.21

Tabla 4.8 Resultados de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración avanzadas.

Configuración	6			7			8		
	MGT+DE H ₂ O/LiBr			MCI+DE H ₂ O/LiBr			MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr		
% de carga	100	75	50	100	75	50	100	75	50
Fración de calor	0.66	0.65	0.64	0.44	0.4	0.9	0.79	0.87	0.93
Potencia frigorífica (kW)	51.30	41.2	31.4	105.00	73.40	42.40	149.4	120	89.1
Calor (kW)	61.1	49.7	38.5	195.30	141.20	97.40	195.3	141.2	97.4
Calor excedente (kW)	22.5	13.8	8.10	103.00	83.00	61.60	12.0	0	0
Electricidad (kWe)	28.0	21.2	13.9	117.20	84.30	58.00	117.2	84.3	58
Combustible (kW)	115.3	90.3	64.5	355.20	259.70	176.90	355.2	259.7	176.9
η global (%)	88.29	84.3	82.7	91.55	92.68	91.58	78.4	78.6	83.1
η GCHP 1 (%)	68.78	69.1	70.2	62.56	60.72	56.76	75.0	78.6	83.1
η GCHP 2 (%)	43.8	38.7	34.1	61.99	64.42	67.61	36.37	32.4	32.7
Relación Frío/combustible	0.44	0.46	0.49	0.30	0.28	0.24	0.42	0.46	0.50
Relación Calor/combustible	0.20	0.15	0.13	0.29	0.32	0.35	0.03	0.00	0.00
Relación Electricidad/combustible	0.24	0.23	0.22	0.33	0.32	0.33	0.33	0.32	0.33
PES (baja) (%)	20.79	18.3	13.9	31.03	30.43	31.03	31.0	30.4	31.0
PES (media) (%)	15.89	13.2	8.40	27.42	26.83	27.42	27.4	26.8	27.4
PES (intermedia) (%)	8.36	5.52	0.35	20.54	19.87	20.54	20.5	19.8	20.5
PES (Estado del arte) (%)	-2.34	-5.40	-10.8	10.11	9.27	10.11	10.1	9.27	10.1
TPES(baja) (%)	15.9	13.39	8.63	28.69	28.32	29.02	20.5	18.7	18.3
TPES(media) (%)	6.85	3.96	-1.63	23.21	23.04	23.82	13.9	11.8	11.08
TPES(intermedia) (%)	-9.01	-12.3	-18.8	12.64	12.78	13.81	-0.23	-3.49	-5.10
TPES(Estado del arte) (%)	-32.8	-36.6	-44.3	-3.56	-2.95	-1.46	-23.4	-28.8	-32.1
REE (%)	84.0	72.6	67.4	94.45	98.11	94.55	66.6	66.7	74.4
η_{ex}	0.28	0.27	0.25	0.39	0.38	0.32	0.35	0.34	0.32

4.4. EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN TENIENDO EN CUENTA LA FRACCIÓN DE CALOR PARA ACTIVAR LA ENFRIADORA DE AGUA POR ABSORCIÓN

En este apartado se realiza una evaluación energética de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas, en función de fracción de calor que se utiliza para activar la enfriadora de agua por absorción usando los diferentes indicadores de evaluación.

4.4.1 Evaluación energética de las Configuraciones de trigeneración básicas

En la Figura 4.11 se representan las configuraciones de trigeneración básicas representadas en forma de cajas negras. En cada una de las configuraciones se representa las prestaciones de los equipos que forman la configuración operando al 100 % de carga. También se representa la fracción de calor residual (α) utilizada para activar las enfriadoras de agua por absorción. En la Figura 4.11 a) se aprecian los valores de la configuración básica MGT+SE H₂O/LiBr. Para este caso, la fracción de calor α es equivalente a $60.3/61 = 0.98$. El calor excedente para otros usos, (Q_{CHP}) ($1-\alpha$)= 0.01.

En la Figura 4.11 b) se indican las prestaciones de la configuración básica: MGT+SE NH₃/H₂O, En esta configuración la fracción de calor α , es equivalente a $16.6/63=0.26$, siendo Q_g de 16.6 kW y el del calor excedente Q_{CHP} 46.4 kW.

Por su parte en la Figura 4.11 c) se muestra la configuración básica ICE+SE H₂O/LiBr. La fracción de calor residual para activar la enfriadora es igual a 0.52. En este caso el valor de Q_g es de 103 kW y el de Q_{CHP} es igual a 92.3 kW. También en la Figura 4.10 d) se representa la configuración ICE+SE H₂O/LiBr, Serie, donde la fracción de calor α es igual a 0.87, resultado de la división de $170.1/195.3$ y el calor excedente Q_{CHP} es igual a 25.38 kW. En la Figura 4.11 e) se representa la configuración FC+SE, H₂O/LiBr correspondiente a la pila de combustible y la enfriadora por absorción de simple efecto. Para este caso la fracción de calor residual para activar la enfriadora por absorción, equivale a 1 ya que todo el calor es utilizado para activar la enfriadora de agua por absorción.

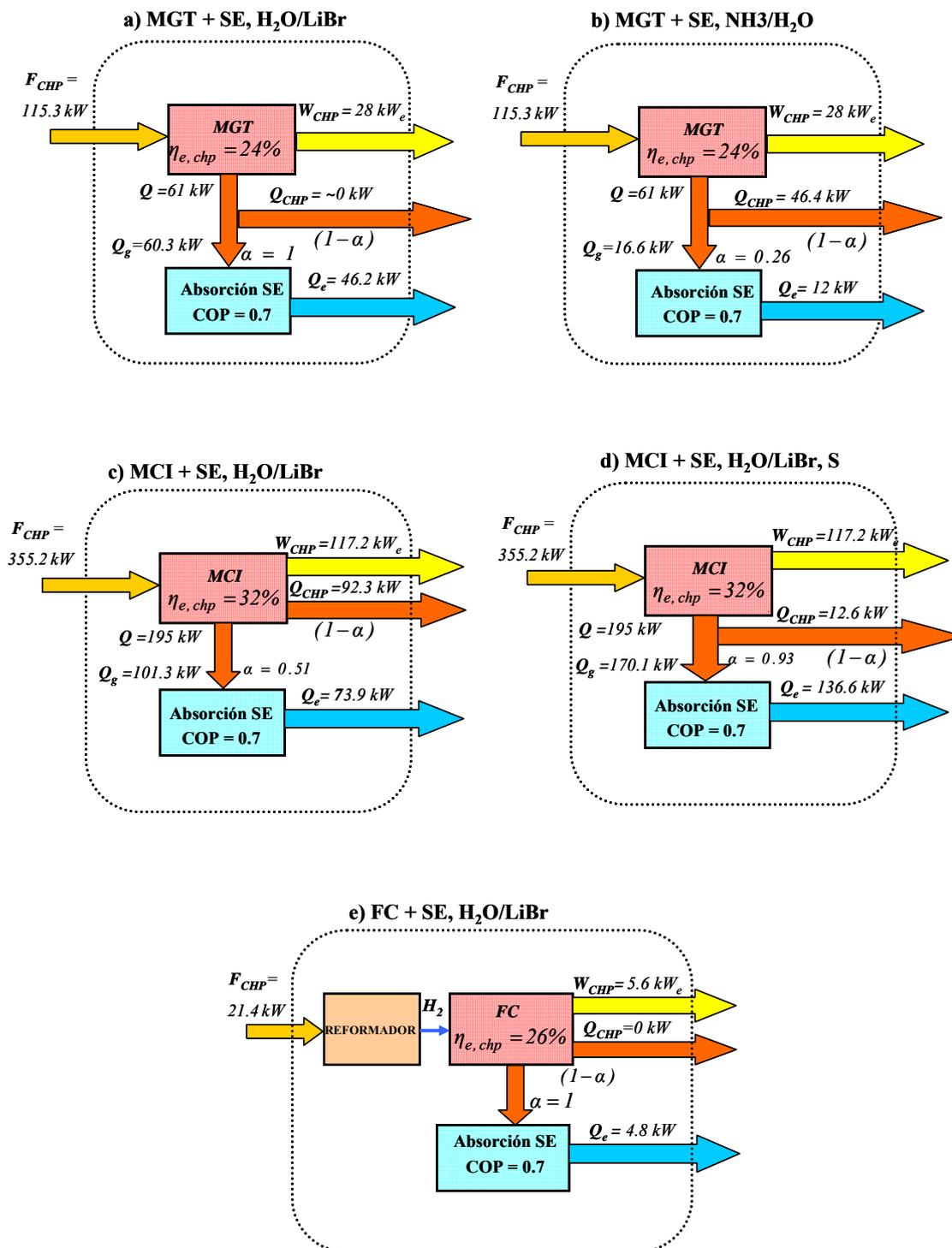


Figura 4.11. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración básicas, funcionando al 100 % de carga.

4.4.1.1 Evaluación energética utilizando el indicador TPES de las configuraciones de trigeneración básicas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción

En la Figura 4.12 es presentada las gráficas correspondientes al análisis de sensibilidad de los valores del *TPES* de las configuraciones de trigeneración básicas. En cada figura

se representa la tecnología de cogeneración cuando trabaja al 100 % de carga. La Ecuación 4.25 ha sido utilizada para la obtención de las curvas del *TPES* para diferentes valores de la fracción de calor residual proveniente de los equipos de cogeneración estudiadas. La fracción eléctrica en este análisis es considerada cero, por lo que no se consideran equipos de compresión mecánica para la producción de frío.

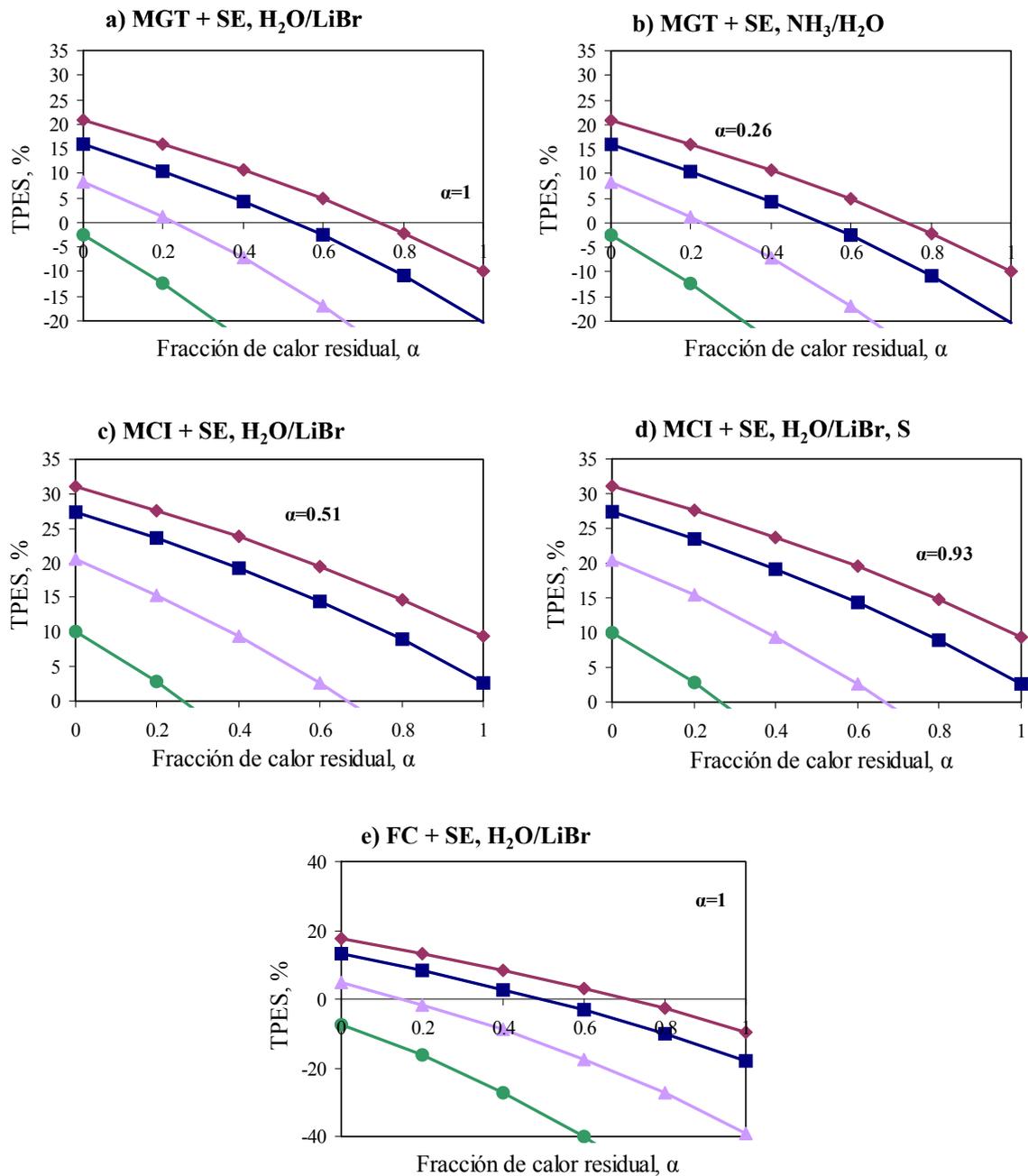


Figura 4.12. Evaluación del *TPES* de las configuraciones de trigeneración básicas al 100 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia. \blacklozenge Escenario de baja eficiencia, \blacksquare Escenario de media eficiencia, \blacktriangle Escenario de intermedia, \bullet Estado del arte.

Se puede apreciar en la Figura 4.12 el rango de valores de la fracción de calor residual en los que es posible obtener un mayor ahorro de energía primaria en cada una de las

configuraciones de trigeneración. En todas las configuraciones es posible obtener un ahorro de energía mayor, cuando se compara con un escenario de baja eficiencia, estos valores de *TPES* van disminuyendo en los diferentes escenarios, hasta llegar al del estado del arte. A fracciones de calor para absorción más altas el ahorro de energía primaria disminuye. Por lo que atendiendo este indicador el porcentaje de calor destinado a absorción debe ser bajo, y por lo tanto, el tamaño del equipo de absorción pequeño en comparación con el tamaño del sistema de cogeneración.

En la Figura 4.12 a) que corresponde a la configuración de trigeneración: Microturbina y enfriadora de agua de simple efecto MGT+SE, H₂O/LiBr que en la fracción de calor utilizada $\alpha = 0.98$, no se obtiene ahorro de energía primaria en ninguno de los escenarios de eficiencia, ya que prácticamente todo el calor residual se utiliza para la producción de frío, disminuyendo la eficiencia del sistema en comparación con la producción separada de energía con diferentes sistemas convencionales. Para aquellos casos en que la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción es menor y teniendo disponibilidad para usar el calor disponible en otras aplicaciones, es posible obtener un ahorro de energía primaria más elevado.

Los resultados del análisis utilizando el indicador *TPES* para la configuración MGT+SE, NH₃/H₂O son iguales a las del caso de la configuración básica MGT+SE, H₂O/LiBr. Sin embargo, el valor de la fracción de calor α utilizada para activar la máquina de refrigeración por absorción en el funcionamiento al 100 % de carga de la microturbina es igual a 0.26, (Figura 4.12 b)). En este punto de operación se tiene una mayor disponibilidad de calor adicional al necesario para la activación de la enfriadora por absorción. Esto permite obtener un mayor ahorro de energía primaria en este punto de operación en comparación con la configuración de la Figura 4.11 a). El ahorro de energía primaria en el escenario de baja eficiencia es alrededor de un 18 %.

Por otra parte en la Figura 4.12 c), se representa el análisis de *TPES* para la configuración ICE+SE, H₂O/LiBr, en este caso el valor de la fracción de calor α que se utiliza para activar la enfriadora de agua por absorción tiene un valor de 0.52. Lo que permite obtener un ahorro de energía primaria alrededor de un 22 % de esta configuración en comparación con un escenario de baja eficiencia. Por su parte la Figura 4.12 d), representa los valores del *TPES* para la configuración ICE+SE, H₂O/LiBr, S. Estos valores son muy cercanos a los presentados en la configuración 4.12 c), En este caso la fracción de calor residual de la configuración que este caso es de 0.87, lo que permite obtener un *TPES* en el escenario de baja alrededor de un 16 %. La Figura 4.12 e) corresponde a la configuración FC+SE, H₂O/LiBr. Con esta configuración no se consigue un ahorro de energía primaria en ninguno de los escenarios de eficiencia en los que se compara la configuración FC+SE, ya que la pila posee una baja eficiencia eléctrica y térmica teniendo en cuenta el proceso de reformado de gas natural. El análisis del *TPES* de las configuraciones de trigeneración básicas cuando las tecnologías de cogeneración funcionan al 75 % de carga se presenta en la Figura 4.13. La configuración FC+SE, H₂O/LiBr no se muestra, ya que no se obtienen

valores de ahorro de energía primaria. En el caso de la configuración 1 y 2. (Figura 4.13 a) y b)), los valores de ahorro de energía primaria han disminuido alrededor de un 20 % en comparación a la situación en la cual la microturbina funciona al 100 % de carga debido principalmente a la disminución de la eficiencia eléctrica y térmica en la microturbina. En las Figuras 4.13 c) y d), se indican los valores de *TPES* cuando el motor funciona al 75 % de carga. Los valores de *TPES* no presentan cambios representativos debido a la estabilidad de la eficiencia eléctrica y térmica del motor considerado en este estudio a cargas parciales.

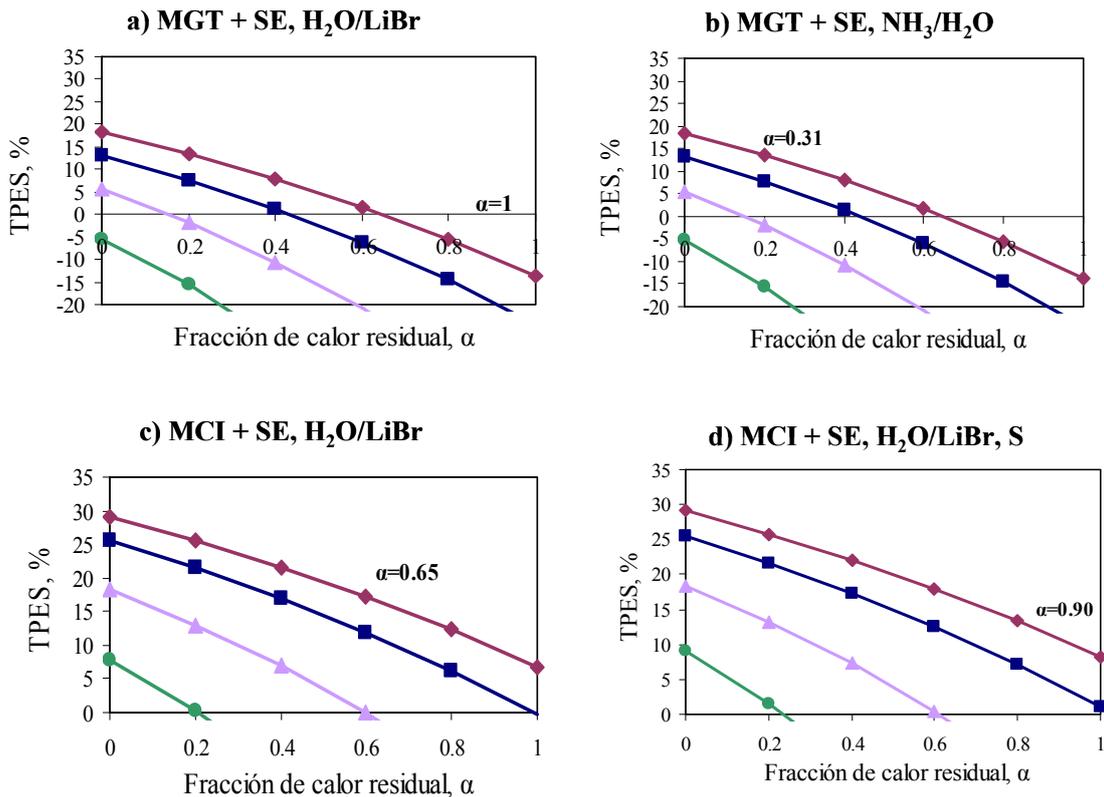


Figura 4.13. Evaluación del *TPES* de las configuraciones de trigeneración básicas al 75 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia. Escenario de baja eficiencia, Escenario de media eficiencia, Escenario de intermedia, Estado del arte.

También se ha utilizado el indicador *TPES* para evaluar las configuraciones de trigeneración básicas funcionando al 50 % de carga. Como puede verse en la Figura 4.14 a) y b) en las configuraciones MGT+SE H₂O/LiBr y MGT+SE NH₃/H₂O el *TPES* resulta negativo, por lo tanto no se obtiene un ahorro de energía primaria con estas configuraciones. Debido a que la eficiencia eléctrica de la microturbina baja hasta alrededor de un 22 % y la eficiencia térmica queda reducida a un 30 %, esta opción de funcionamiento no es recomendable desde el punto de vista energético.

En el caso de las configuraciones MCI+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE, H₂O/LiBr, S, se observa que aún considerando el funcionamiento del motor al 50 % de carga, es posible obtener valores de ahorro de energía primaria en los diferentes escenarios de eficiencia.

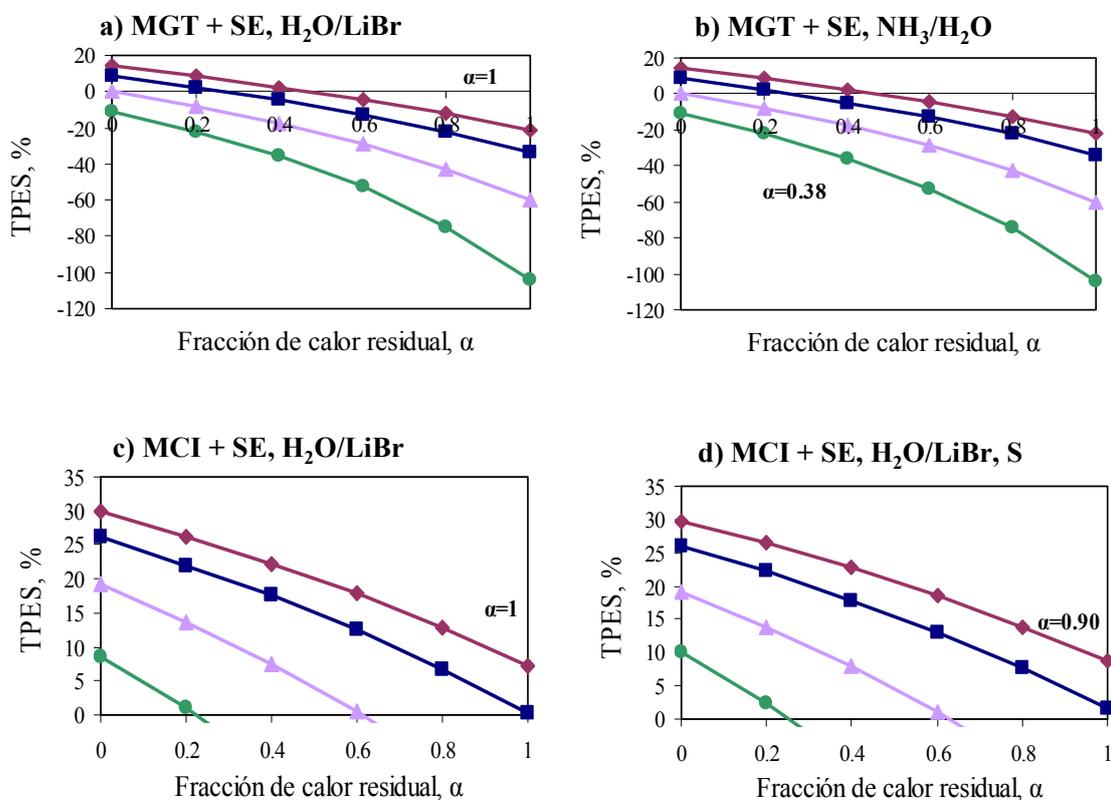


Figura 4.14. Evaluación del *TPES* de las configuraciones de trigeneración básicas al 50 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia. \blacklozenge Escenario de baja eficiencia, \blacksquare Escenario de media eficiencia, \blacktriangle Escenario de intermedia, \bullet Estado del arte.

4.4.1.2 Evaluación energética utilizando el indicador de eficiencia exergética de las configuraciones de trigeneración básicas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción

La evaluación utilizando la eficiencia exergética, se ha realizado utilizando la Ecuación 4.28 para diferentes fracciones de calor (α) y diferentes cargas de las tecnologías de cogeneración (100, 75 y 50 %). En la Figura 4.15 se muestran las curvas de eficiencia exergética para cada configuración de trigeneración básica para distintas fracciones de calor. En esta figura se muestra también la fracción de calor cuando el sistema trabaja al 100 % de carga.

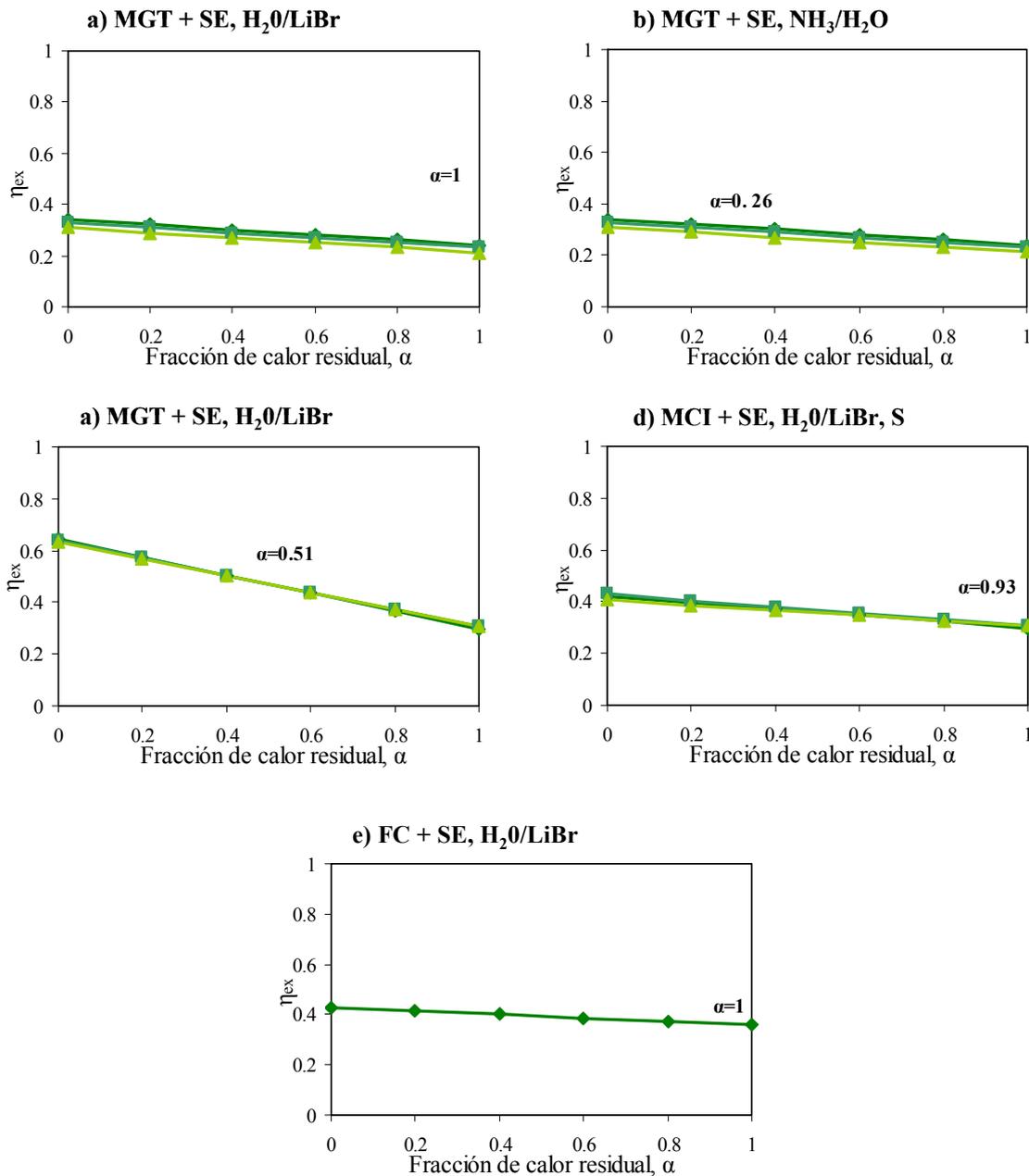


Figura 4.15. Evaluación de las configuraciones de trigeneración básicas utilizando la eficiencia exergetica. \blacklozenge Tecnología de cogeneración al 100 % de carga, \blacksquare Tecnología de cogeneración al 75 % de carga, \blacktriangle Tecnología de cogeneración al 50 % de carga.

4.4.1.3 Evaluación energética utilizando el indicador de ahorro de emisiones de CO₂ de las configuraciones de trigeneración básicas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción

Para evaluar el ahorro de emisiones de CO₂ de las configuraciones de trigeneración se ha utilizado la Ecuación 4.37. En la Figura 4.16 se muestran los valores del indicador de ahorro de emisiones de CO₂ para cada una de las configuraciones básicas funcionando al 100 % de carga. En cada una de las gráficas se representa nuevamente la fracción de

calor para el funcionamiento al 100% de carga. Similarmente a la situación presentada en el cálculo del *TPES* para este caso, los valores de ahorro de emisiones de CO₂ en comparación con el ahorro de las emisiones de CO₂ de la producción separada de energía, sigue la misma tendencia en los distintos niveles de carga, también en las figuras se pueden apreciar las fracciones de calor que favorecen el ahorro de emisiones de CO₂ como se muestra en las Figuras 4.16 a)-e).

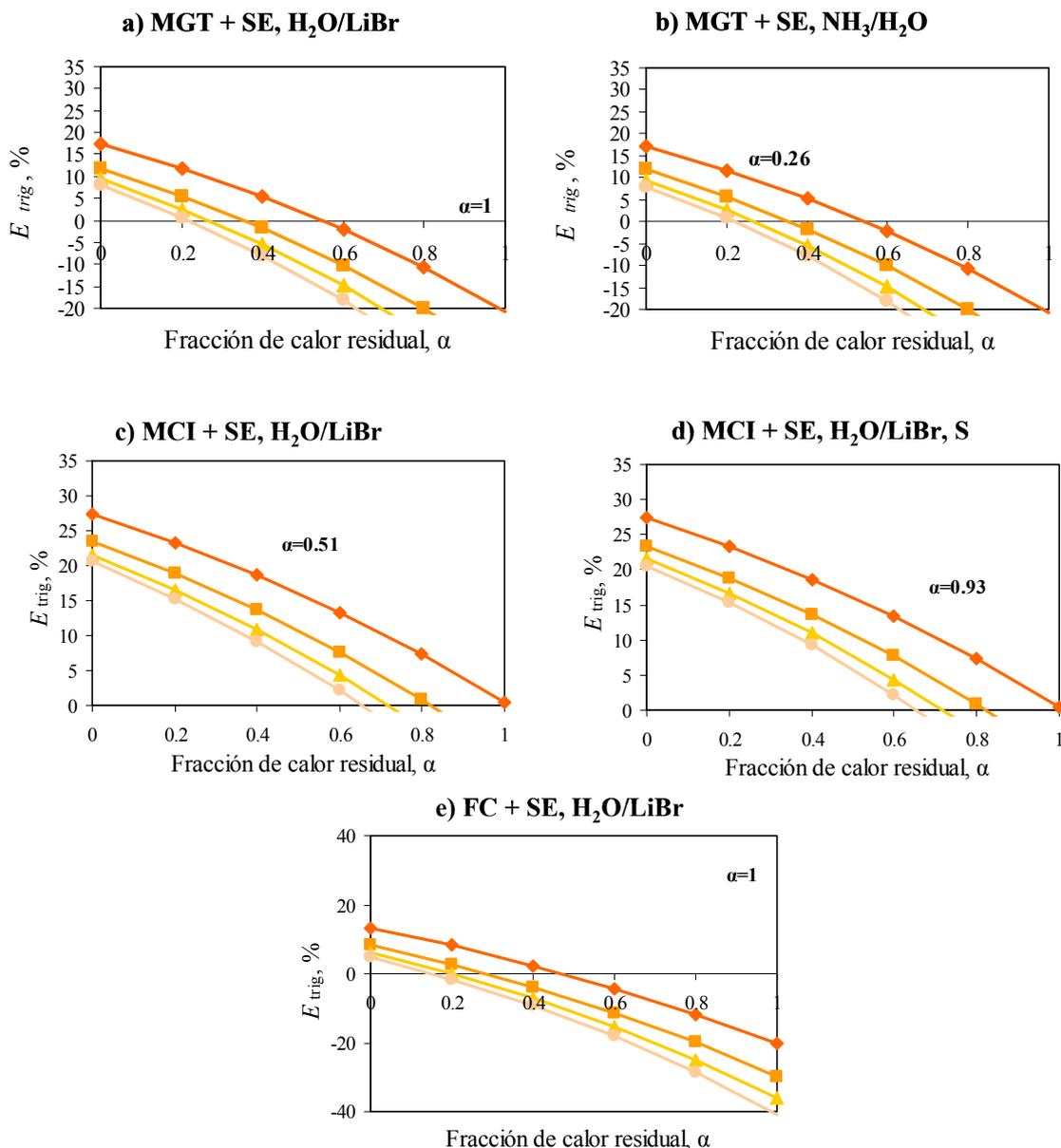


Figura 4.16. Evaluación de emisiones de CO₂ al 100% de carga de las configuraciones de trigeneración básicas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. ◆ Escenario de baja eficiencia, ■ Escenario de media eficiencia, ▲ Escenario de intermedia, ● Estado del arte.

El análisis de las configuraciones de trigeneración básicas, funcionando al 75 % y al 50 % de carga de las tecnologías de cogeneración, se muestran en las Figuras 4.17 y

4.18. En cada figura se puede apreciar la fracción de calor correspondiente a la configuración en concreto considerada.

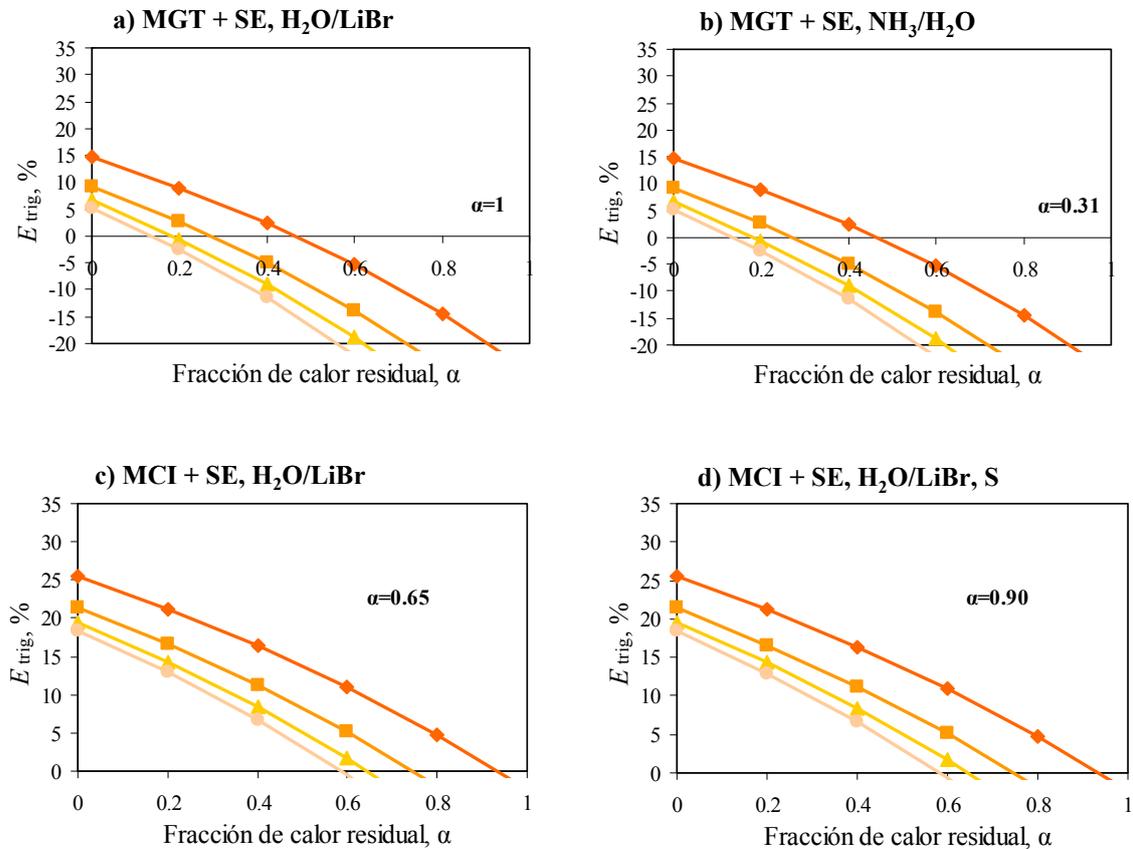


Figura 4.17. Evaluación de emisiones de CO₂ al 75% de carga de las configuraciones de trigeneración básicas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. \blacklozenge Escenario de baja eficiencia, \blacksquare Escenario de media eficiencia, \blacktriangle Escenario de intermedia, \bullet Estado del arte.

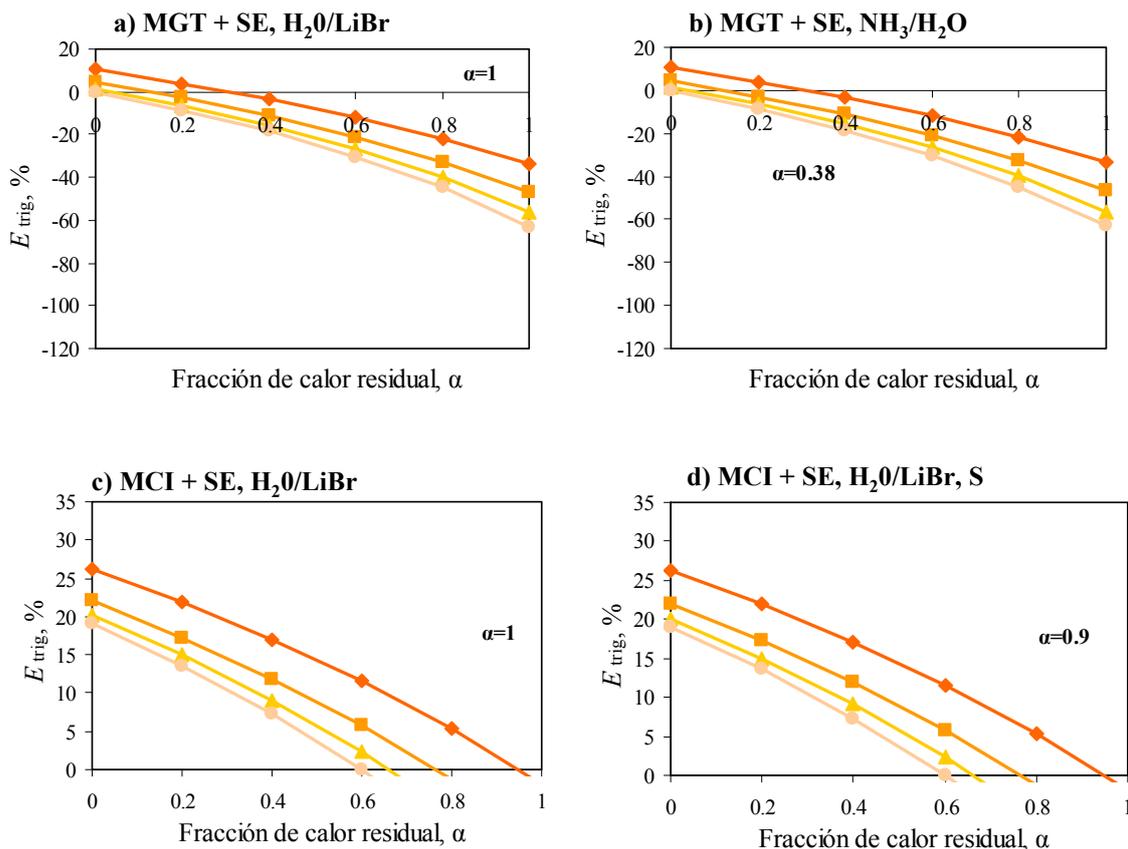


Figura 4.18. Evaluación de emisiones de CO₂ al 50% de carga las configuraciones de trigeneración básicas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. \blacklozenge Escenario de baja eficiencia, \blacksquare Escenario de media eficiencia, \blacktriangle Escenario de intermedia, \bullet Estado del arte.

4.4.2 Evaluación energética de las configuraciones de trigeneración avanzadas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción

En la Figura 4.19 se representan las configuraciones de trigeneración avanzadas en forma de cajas negras, con las prestaciones del sistema al 100% de carga. En cada una de las configuraciones se representa la cantidad de calor total recuperable para otras aplicaciones que produce el sistema de cogeneración y el calor que se utiliza para activar la enfriadora de agua por absorción, con la fracción de calor (α).

En la Figura 4.19 a) la fracción de calor es de 0.66 para la configuración MGT+DE, H₂O/LiBr que genera 51.3 kW de frío. La cantidad de calor, Q_{CHP} , que puede ser utilizada en aplicaciones adicionales es de 22.5 kW. En el caso de la Figura 4.19 b) MCI+DE, H₂O/LiBr, la fracción de calor es de 0.44. Con esta fracción de calor es posible obtener una producción de frío con la enfriadora de agua por absorción de 105.1 kW. En el caso del calor adicional para otros usos, Q_{CHP} , es de 103 kW. Por su parte en la Figura 4.19 c) MCI+SE/DE, H₂O/LiBr, la fracción de calor (α) con la que funciona el sistema al 100 % de carga es igual a 0.79 con la que se obtiene una

producción de frío de 149,4 kW y un potencia térmica para usos adicionales equivalente a 12.6 kW.

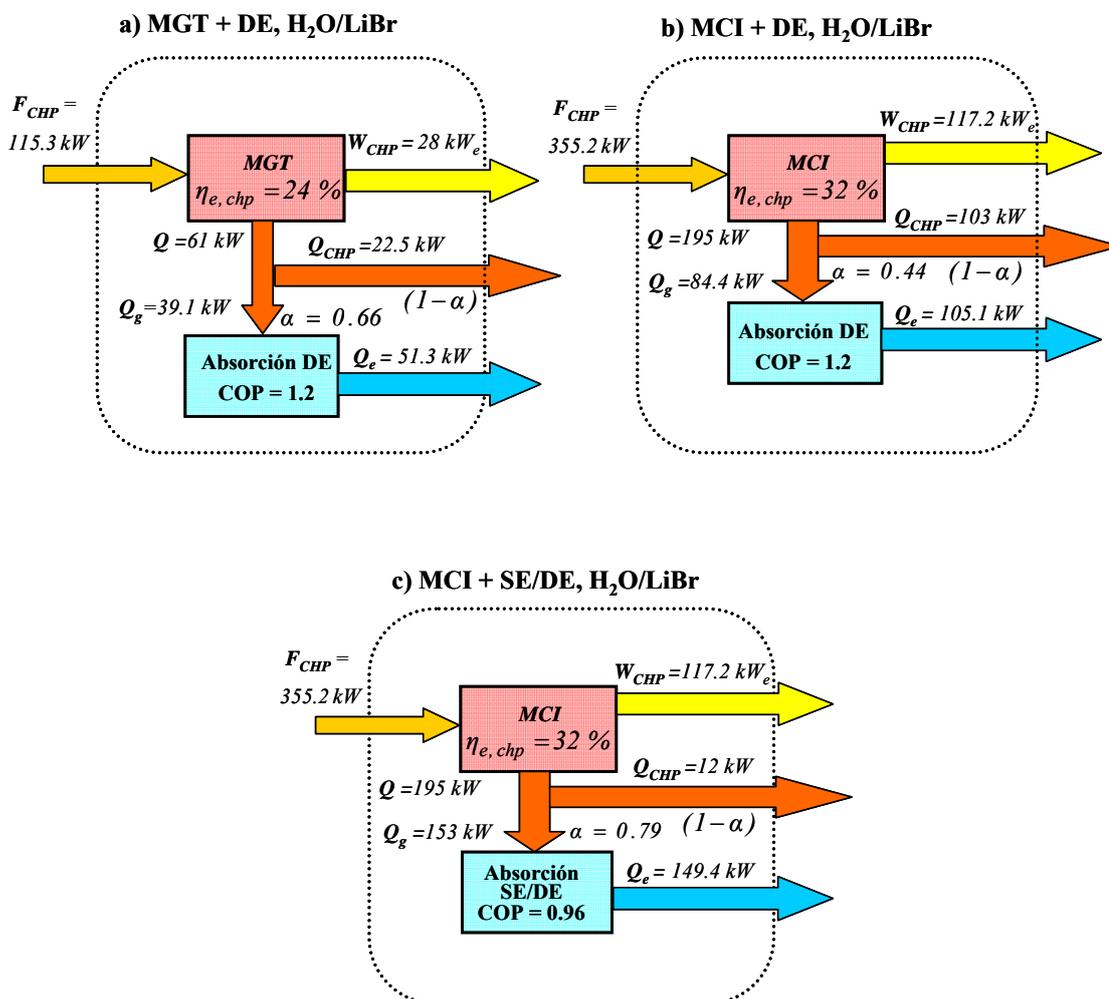


Figura 4.19. Prestaciones de las configuraciones de trigeneración avanzadas, funcionando al 100 % de carga.

4.4.2.1 Evaluación energética utilizando el indicador *TPES* de las configuraciones de trigeneración avanzadas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción

El análisis de sensibilidad utilizando la Ecuación 4.25 para el cálculo del *TPES*, ha sido utilizado para evaluar el ahorro de energía primaria de las configuraciones de trigeneración avanzadas. En la Figura 4.20, se presentan los resultados para diferentes fracciones de calor residual para activar la enfriadora de agua por absorción. En cada figura se representa la fracción de calor al 100 % de carga del equipo de cogeneración concreto analizado para cada una de las configuraciones. En el caso de la configuración MGT+DE, H₂O/LiBr, el *TPES* es alrededor de 16 % para una fracción de calor equivalente a 0.66. En el caso de la configuración MCI+DE, H₂O/LiBr, el valor del *TPES* es de 28.7 %, con la fracción de calor de 0.44 y la configuración

MCI+SE/DE H₂O/LiBr, la fracción de calor es igual a 0.79 con un *TPES* alrededor de un 20 %, cada valor en el escenario de baja eficiencia.

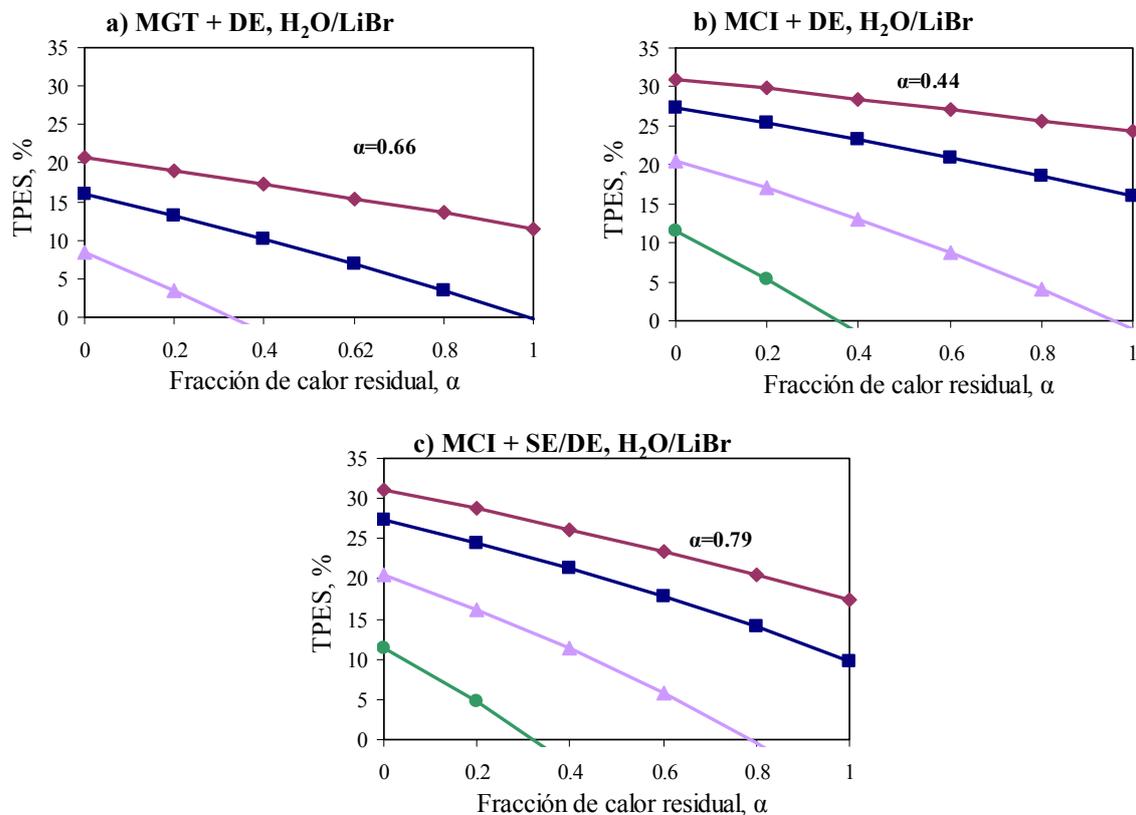


Figura 4.20. Evaluación del *TPES* de las configuraciones de trigeneración avanzadas al 100 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia. \blacklozenge Escenario de baja eficiencia, \blacksquare Escenario de media eficiencia, \blacktriangle Escenario de intermedia, \bullet Estado del arte.

En la Figura 4.21 se muestran los valores del análisis de sensibilidad del *TPES*, para las configuraciones avanzadas cuando la tecnología de cogeneración trabaja al 75 % de carga. En la Figura 4.21 a) se aprecia la disminución de los valores de *TPES* en cada uno de los escenarios de eficiencia. Para el escenario de estado del arte, los valores de *TPES* son negativos, y no se han incluido en la figura. En el caso de las configuraciones MCI+DE, H₂O/LiBr y MCI+SE/DE, H₂O/LiBr. Figura 4.21 b) y c) respectivamente, los valores del *TPES* se mantienen muy cercanos al análisis del ahorro de energía primaria de estas configuraciones funcionando al 100 % de carga.

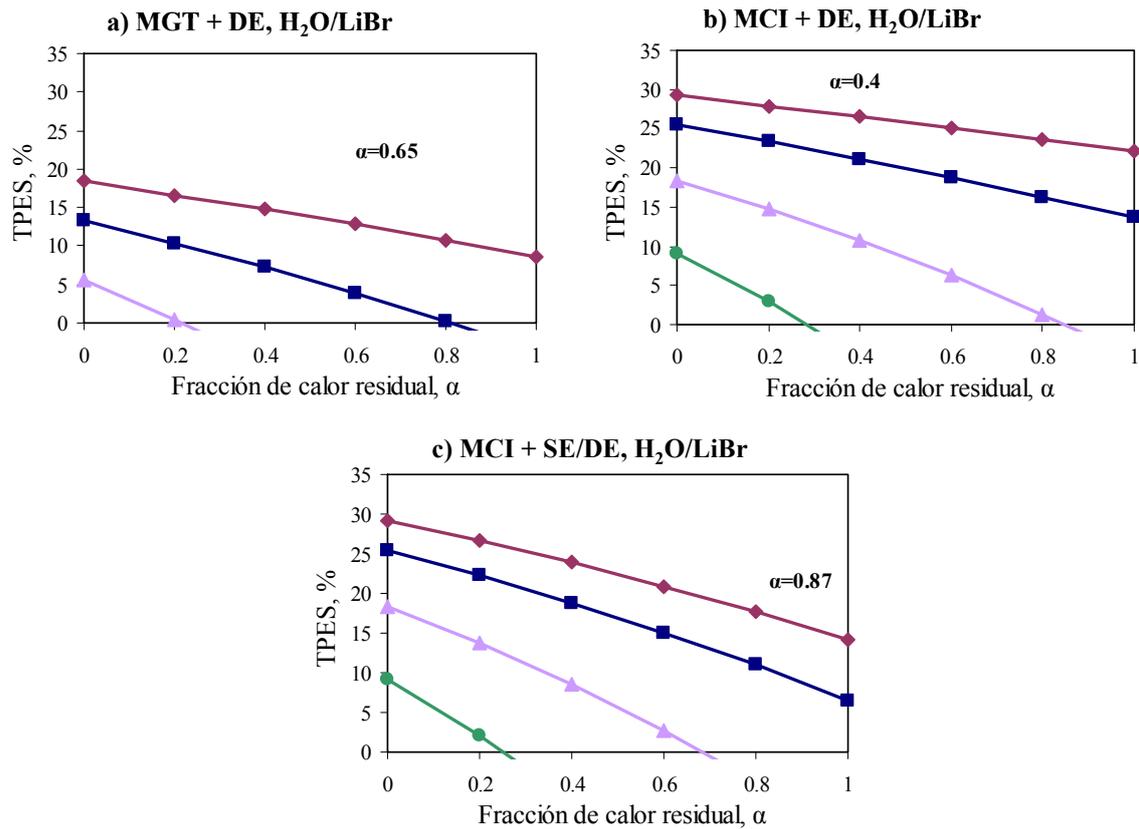


Figura 4.21. Evaluaci3n del *TPES* de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas al 75 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia. ◆ Escenario de baja eficiencia, ■ Escenario de media eficiencia, ▲ Escenario de intermedia, ● Estado del arte.

La evaluaci3n del *TPES* para las configuraciones avanzadas funcionando al 50 % de carga, se muestran en la Figura 4.22. En la Figura 4.22 a) se muestra que para la configuraci3n MGT+DE, H₂O/LiBr no se presentan ahorros de energ3a primaria cuando la microturbina funciona al 50 % de carga. Lo contrario en el caso del motor, en las configuraciones MCI+DE, H₂O/LiBr y MCI+ SE/DE, H₂O/LiBr de las Figuras 4.22 b) y c) se aprecia que los ahorros de energ3a primaria a3n son aceptables el motor al 50 %.

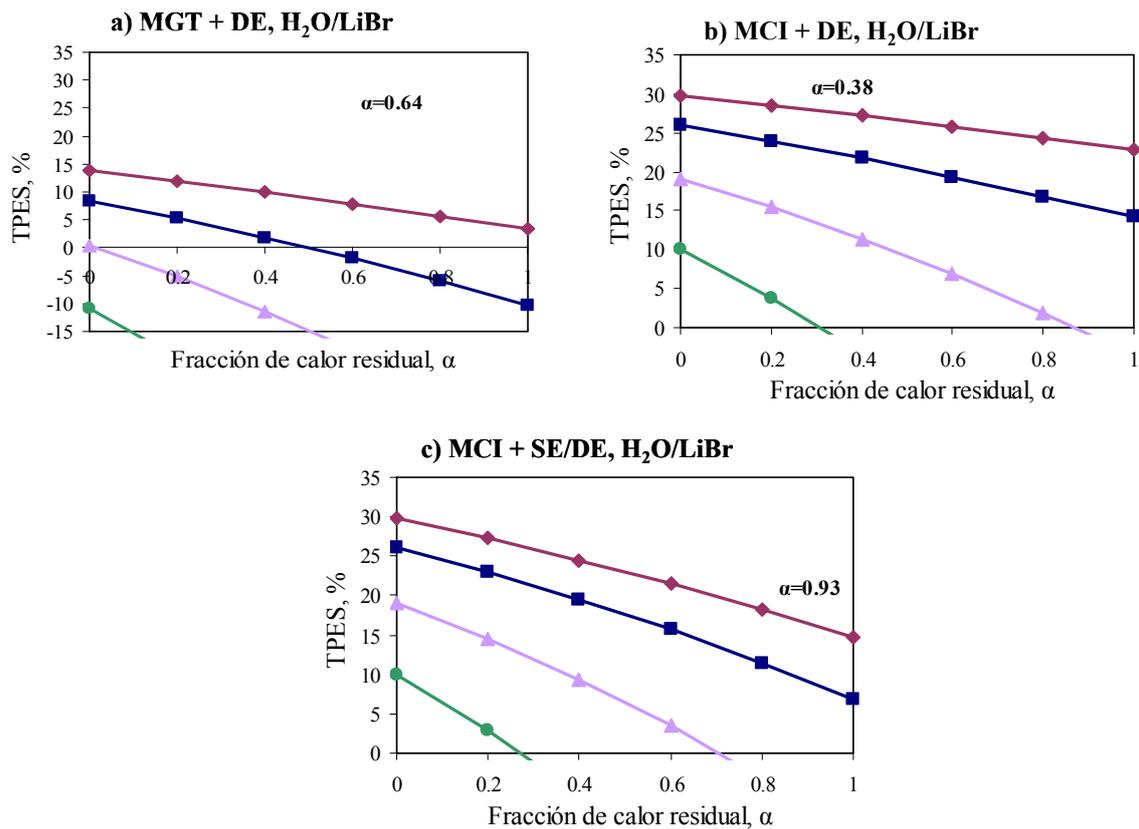


Figura 4.22. Evaluación del *TPES* de las configuraciones de trigeneración avanzadas al 50 % de carga bajo distintos escenarios de sistema de referencia. ◆ Escenario de baja eficiencia, ■ Escenario de media eficiencia, ▲ Escenario de intermedia, ● Estado del arte.

4.4.2.2 Evaluación energética utilizando el indicador de eficiencia exergética de las configuraciones de trigeneración avanzadas teniendo en cuenta la fracción de calor para activar la enfriadora de agua por absorción

La evaluación de las configuraciones avanzadas atendiendo a su eficiencia exergética para diferentes fracciones de calor (α) y a las diferentes cargas de funcionamiento de los equipos de cogeneración, se representan en la Figura 4.23. Se aprecia que en el caso de la configuración MCI+DE, H₂O/LiBr los valores de la eficiencia exergética son más bajos que la configuración MCI+SE/DE, H₂O/LiBr, debido que el calor disponible para otras aplicaciones está a una temperatura más elevada en la configuración MCI+SE/DE, H₂O/LiBr. En la gráfica se representa la fracción de calor del sistema concreto analizado trabajando al 100 % de carga.

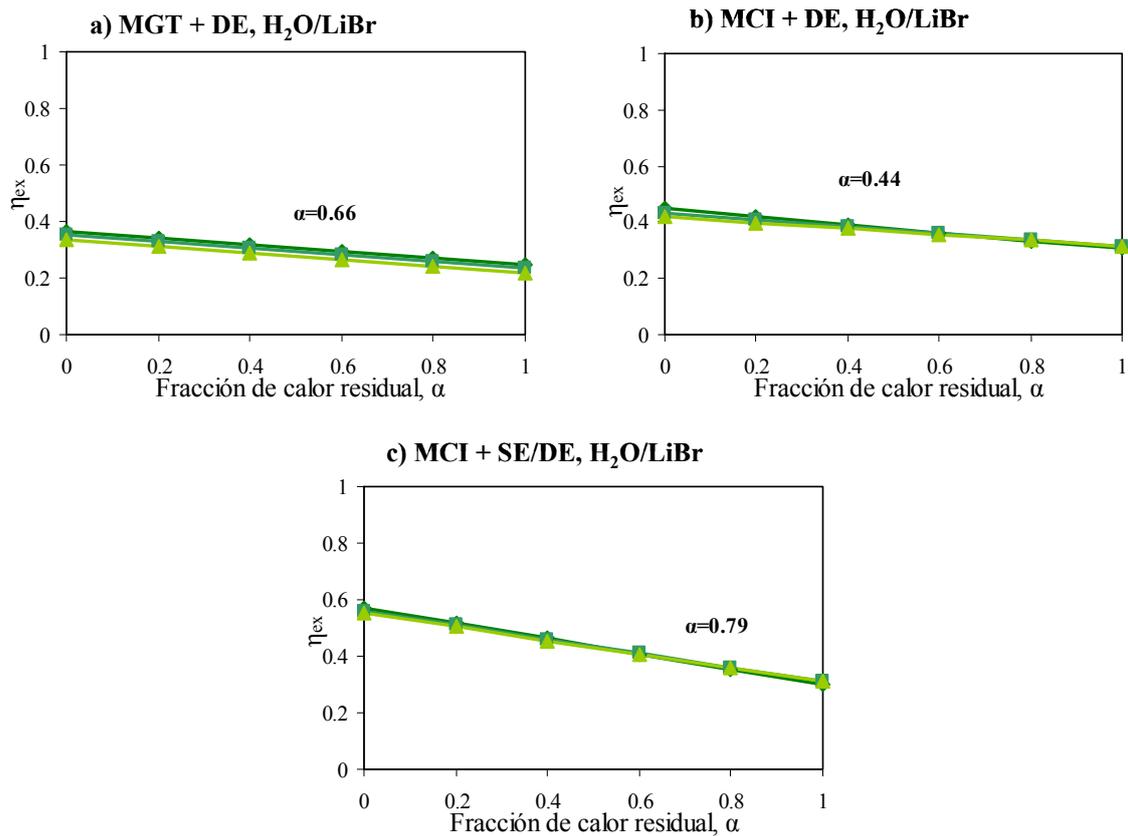


Figura 4.23. Evaluaci3n de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas utilizando la eficiencia exerg3tica. \blacklozenge Tecnología de cogeneraci3n al 100 % de carga, \blacksquare Tecnología de cogeneraci3n al 75 % de carga, \blacktriangle Tecnología de cogeneraci3n al 50 % de carga.

4.4.2.3 Evaluaci3n energ3tica utilizando el indicador de ahorro de emisiones de CO₂ de las configuraciones de trigeneraci3n avanzadas teniendo en cuenta la fracci3n de calor para activar la enfriadora de agua por absorpci3n

En la Figura 4.24 se aprecia los valores del indicador de ahorro de emisiones para cada una de las configuraciones avanzadas con el cogenerador funcionando al 100 % de carga. En cada una de las gr3ficas se representa nuevamente la fracci3n de calor para el funcionamiento al 100% de carga. Los ahorros obtenidos en las configuraciones de trigeneraci3n MCI+DE H₂O/LiBr y MCI+SE/DE H₂O/LiBr de las Figuras 4.24 b) y c), son muy similares, se aprecia que utilizando la fracci3n de calor $\alpha = 0.44$ los valores de ahorro de emisiones de CO₂ fueron mayores a los presentados con la fracci3n de calor equivalente a $\alpha = 0.79$.

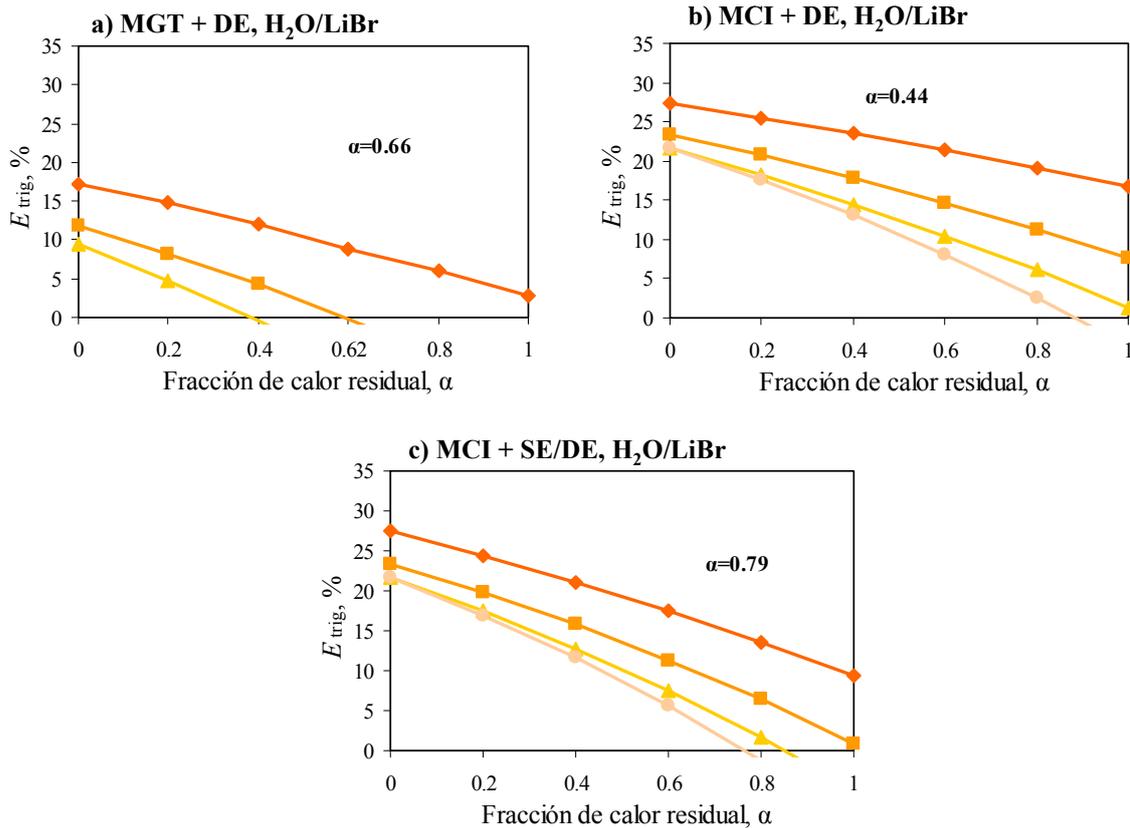


Figura 4.24. Evaluación de emisiones de CO₂ al 100% de carga las configuraciones de trigeneración avanzadas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. ◆ Escenario de baja eficiencia, ■ Escenario de media eficiencia, ▲ Escenario de intermedia, ● Estado del arte.

La Figura 4.25 muestra la evaluación de las configuraciones avanzadas funcionando el sistema de cogeneración al 75% de carga. En la configuración MGT+DE, H₂O/LiBr, el ahorro de emisiones disminuye considerablemente variando desde 15 % hasta 0 % en el rango de fracciones de calor desde 0 a 1 en todos los escenarios de eficiencia. En el caso de las configuraciones con motor, los ahorros son estables por las características especiales de este motor.

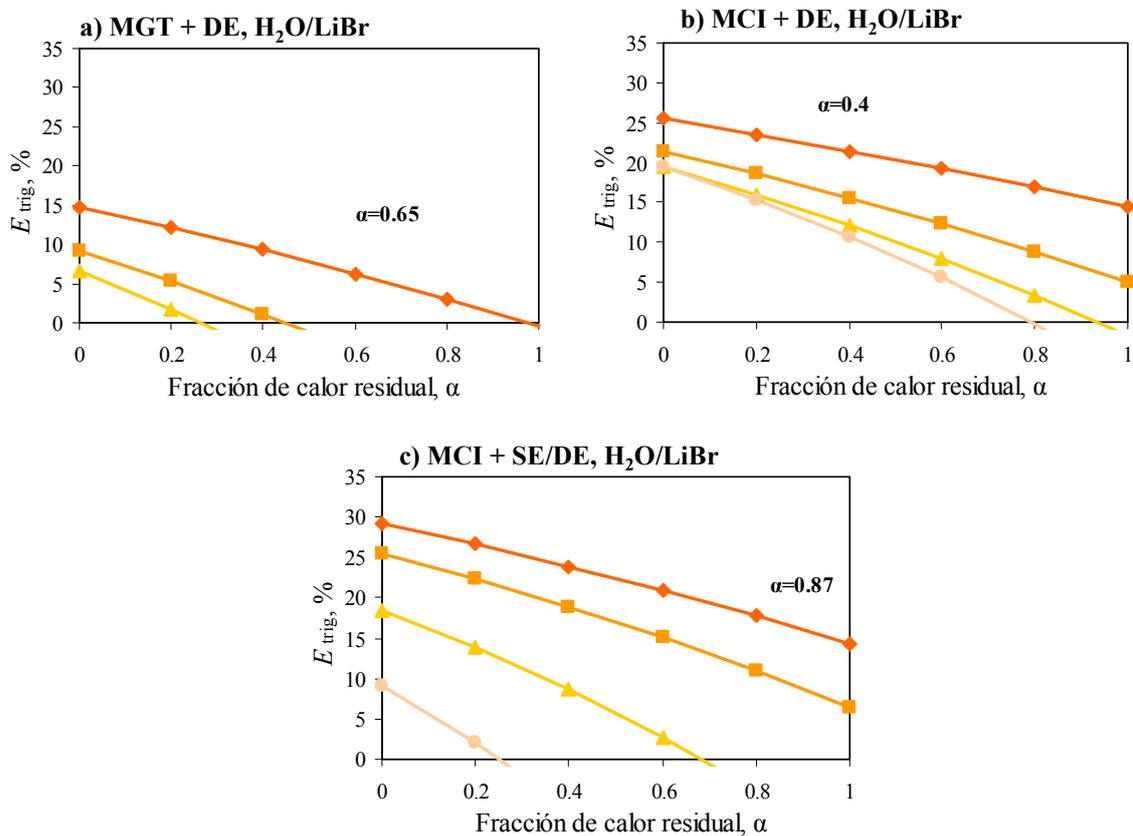


Figura 4.25. Evaluación de emisiones de CO₂ al 75% de carga las configuraciones de trigeneración avanzadas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. ♦ Escenario de baja eficiencia, ■ Escenario de media eficiencia, ▲ Escenario de intermedia, ● Estado del arte.

El análisis de sensibilidad de la evaluación del ahorro de emisiones para diferentes fracciones de calor, cuando los equipos de cogeneración funcionan al 50 % de carga, se presenta en la Figura 4.26. El comportamiento lógicamente es muy similar al presentado en la evaluación del *TPES* para este nivel de carga.

En la configuración MGT+DE H₂O/LiBr el valor del ahorro de las emisiones de CO₂, continua disminuyendo debido principalmente a la disminución de la eficiencia eléctrica de la microturbina cuando funciona al 50 % de carga. Por su parte los valores del ahorro de emisiones en las configuraciones MCI+DE H₂O/LiBr y MCI+SE/DE H₂O/LiBr, los valores son más estables y están favorecidos por la estabilidad de la eficiencia eléctrica del motor.

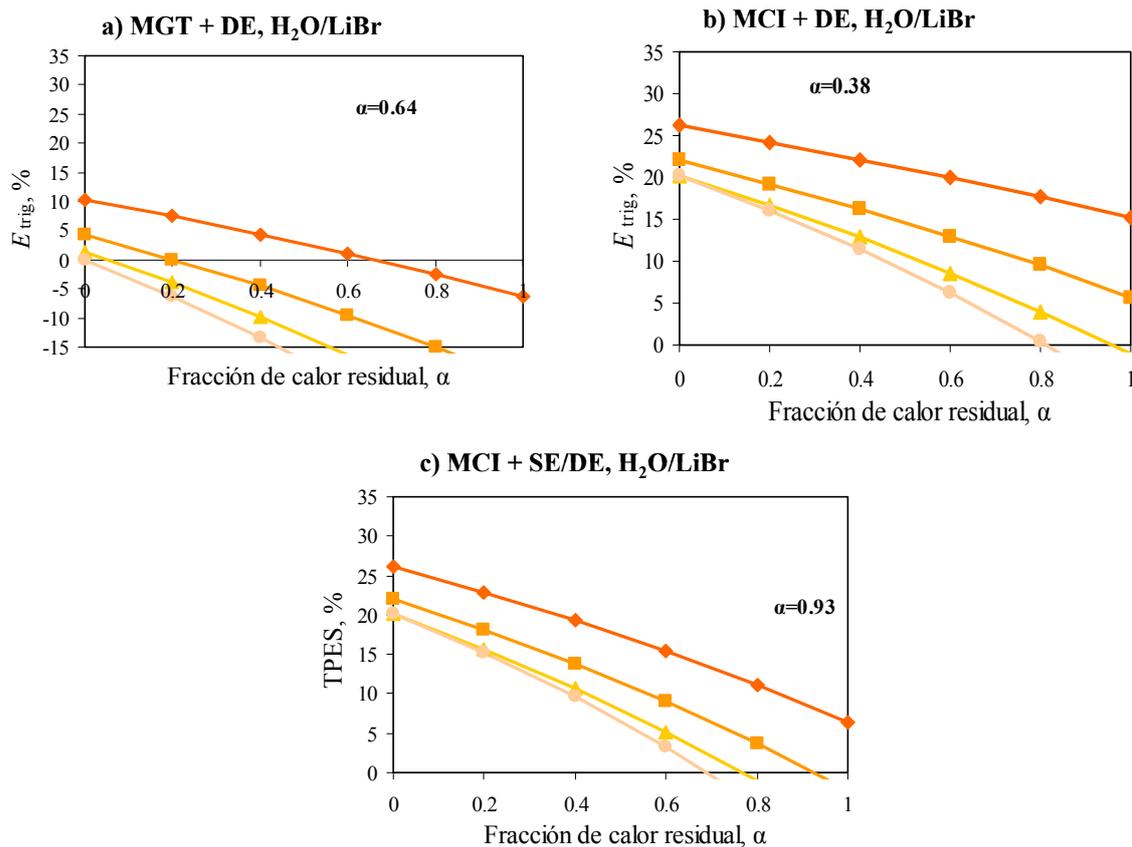


Figura 4.26. Evaluación de emisiones de CO₂ con el cogenerador al 50% de carga las configuraciones de trigeneración avanzadas, bajo distintos escenarios de sistema de referencia. ◆ Escenario de baja eficiencia, ■ Escenario de media eficiencia, ▲ Escenario de intermedia, ● Estado del arte.

4.5. RESUMEN DE LOS RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN

En esta sección se presenta un resumen de los resultados de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración. Adicionalmente se presenta una comparativa de los resultados de la evaluación de las configuraciones, dependiendo de la tecnología de cogeneración utilizada, lo que permitirá determinar qué tipo de configuración es más conveniente según cada caso.

4.5.1. Resumen de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas.

En la Tabla 4.9 y 4.10, se presentan los resultados de la evaluación de las configuraciones de trigeneración básicas y avanzadas a plena carga. En la Tabla 4.9, se aprecia que las configuraciones básicas con una mayor relación frío/combustible fueron las configuraciones MGT+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE, H₂O/LiBr, S, ya que utilizan la mayor cantidad del calor residual para la producción frigorífica. No obstante, esto

ocasiona que su relación calor/combustible sea muy baja, por lo que no se tiene mucha cantidad de calor residual adicional para otras aplicaciones. Por otra parte, la relación electricidad/combustible es mayor en las configuraciones MCI+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE, H₂O/LiBr, S y FC+SE, H₂O/LiBr ya que están formadas con el motor de combustión interna, el cuál posee una eficiencia más elevada.

En relación al ahorro de energía primaria, cuando las configuraciones funcionan en modo cogeneración, el ahorro de energía primaria PES es más elevado en las configuraciones MCI+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE, H₂O/LiBr, S. En el caso de la evaluación del ahorro de energía primaria en modo trigeneración, el valor del TPES corresponde a las configuraciones 3 y 2. El valor de la eficiencia exergética más elevado es de la configuración MCI+SE H₂O/LiBr, con un valor de 0.46. Este comportamiento es debido a que en esta configuración tiene la disponibilidad de la potencia térmica total de los gases de escape a una temperatura elevada y la enfriadora por absorción fue activada con el agua caliente de las camisas del motor.

Tabla 4.9. Indicadores de evaluación de las configuraciones básicas al 100 % de carga.

Configuración	1	2	3	4	5
	MGT+SE, H ₂ O/LiBr	MGT+SE, NH ₃ /H ₂ O	MCI+SE, H ₂ O/LiBr	MCI+SE, H ₂ O/LiBr, S	FC+SE, H ₂ O/LiBr
Fracción de calor	1	0.26	0.51	0.93	1
η global (%)	64.4	74.9	80.4	75.4	48.6
η_{GCHP1} (%) (Ec:4.3)	64.4	34.7	54.4	71.8	48.6
η_{GCHP2} (%) (Ec:4.4)	24.3	64.5	59	36.5	26.2
Relación Frío/combustible, (Q_c/F_{CHP})	0.4	0.10	0.21	0.39	0.22
Relación Calor/combustible, (Q_{CHP}/F_{CHP})	0	0.40	0.26	0.04	0
Relación Electricidad/combustible, (W_{CHP}/F_{CHP})	0.24	0.24	0.33	0.33	0.26
PES (%) (Ec:4.9)	20.8	20.8	31	31	4.8
REE (%) (Ec:4.10)	43.8	55.5	69.8	62.4	34.9
TPES, baja (%) (Ec:4.18)	-10	14.6	21.5	11.3	-9.58
η_{ex} (Ec:4.19)	0.24	0.31	0.46	0.30	0.36
E_{trig} (%) (Ec:4.30)	-20	9.87	15.7	0.66	-20.4

En la Tabla 4.10 se presentan los indicadores correspondientes a la evaluación de las configuraciones de trigeneración avanzadas. Las configuraciones con una mayor relación frío/combustible son las configuraciones MGT+DE H₂O/LiBr y MCI+SE/DE H₂O/LiBr. En la configuración MCI+SE/DE H₂O/LiBr la relación calor/combustible es muy pequeña. La más alta corresponde a la configuración MCI+DE H₂O/LiBr. En el caso del ahorro de energía primaria, el valor del TPES de mejor resultado es el presentado en la configuración MCI+DE H₂O/LiBr, alrededor de

28.7 %. Por lo que en esta configuración se dispone de calor adicional suficiente para otras aplicaciones (circuito de camisas), lo que causa que la fracción de calor utilizada para la producción de frío sea pequeña, y al tener un COP elevado en el doble efecto, la recuperación de calor para producir frío es más eficiente, mejorando el valor del *TPES*. El valor más elevado de eficiencia exergética en las configuraciones avanzadas, es en la Configuración MCI+DE H₂O/LiBr, donde se tiene disponibilidad de calor residual a una temperatura relativamente alta, lo que hace que este indicador sea elevado.

Tabla 4.10. Indicadores de evaluación de las configuraciones avanzadas al 100 % de carga.

Configuración	6	7	8
	MGT+DE H ₂ O/LiBr	MCI+DE H ₂ O/LiBr	MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr
Fracción de calor, α	0.66	0.44	0.79
η global (%)	88.2	94.7	78.4
η_{GCHP1} (%) (Ec:4.3)	68.7	65.7	75
η_{GCHP2} (%) (Ec:4.4)	43.8	61.9	36.3
Relación Frío/combustible, (Q_e/F_{CHP})	0.44	0.33	0.42
Relación Calor/combustible, (Q_{CHP}/F_{CHP})	0.20	0.29	0.03
Relación Electricidad/combustible, (W_{CHP}/F_{CHP})	0.24	0.33	0.33
PES (%) (Ec:4.9)	20.7	31	31
REE (%) (Ec:4.10)	84	94.4	66.6
TPES, baja (%) (Ec:4.18)	15.9	28.7	20.5
η_{ex} (Ec:4.19)	0.28	0.38	0.35
E_{trig} (%) (Ec:4.30)	8.22	23	13.8

4.5.2 Comparativa de la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración por equipos de cogeneración.

Con el objetivo de analizar los principales indicadores de evaluación de las configuraciones de trigeneración, se ha realizado una comparativa entre las configuraciones de trigeneración formadas según el equipo de cogeneración. La evaluación se ha realizado con tres grupos formados por las configuraciones activadas con la microturbina de gas, el motor de combustión interna y la pila de combustible funcionando al 100 % de carga. En las Tablas 4.11- 4.14, se muestran los valores del *TPES* en función de las fracciones de calor (0.25, 0.5, 0.75 y 1), usadas en cada una de las configuraciones formadas por cada equipo de cogeneración.

Se puede apreciar que si el valor de α es alto entonces el *TPES* es bajo. Las configuraciones analizadas tienen distinto valor de α y por tanto, la configuración con menor α , tienen ventaja desde el punto de vista del *TPES*.

Tabla 4.11. Evaluaci3n del *TPES* para las configuraciones formadas por la microturbina al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor.

Configuraci3n	1				2				6			
	MGT+SE, H ₂ O/LiBr				MGT+SE, NH ₃ /H ₂ O				MGT+DE, H ₂ O/LiBr			
Fracci3n de calor, α	0.25	0.50	0.75	1	0.25	0.50	0.75	1	0.25	0.50	0.75	1
TPES, baja (%)	14.8	7.9	-0.25	-10	14.8	7.9	-0.25	-10	18.6	16.4	14.0	11.5
TPES, media (%)	9	1.02	-8.56	-20.2	9	1.02	-8.56	-20.2	12.3	8.52	4.33	-0.25
TPES, Inter.m (%)	-0.7	-11.8	-25.5	-43.2	-0.7	-11.8	-25.5	-43.2	2.19	-4.86	-13	-22
TPES, Alta (%)	-14.9	-31	-52.5	-82	-14.9	-31	-52.5	-82	-12.3	-24.5	-39.6	-58.9

Tabla 4.12. Evaluaci3n del *TPES* para las configuraciones formadas por el motor de combusti3n interna al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor, Configuraciones 3 y 4.

Configuraci3n	3				4			
	MCI+SE, H ₂ O/LiBr				MCI+SE, H ₂ O/LiBr, S			
Fracci3n de calor, α	0.25	0.50	0.75	1	0.25	0.50	0.75	1
TPES, baja (%)	26.6	21.6	15.9	9.3	24.2	19.3	13.7	7.3
TPES, media (%)	22.4	16.8	10.3	2.6	19.6	13.9	7.3	-0.3
TPES, Inter.m (%)	13.9	6.1	-3.1	-14.6	10.8	2.7	-6.9	-18
TPES, Alta (%)	0.72	-10.8	-25.4	-44.5	-1.4	-13.7	-29.5	-50

Tabla 4.13. Evaluaci3n del *TPES* para las configuraciones formadas por el motor de combusti3n interna al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor, Configuraciones 7 y 8.

Configuraci3n	7				8			
	MCI+DE H ₂ O/LiBr				MCI+SE/DE H ₂ O/LiBr			
Fracci3n de calor, α	0.25	0.50	0.75	1	0.25	0.50	0.75	1
TPES, baja (%)	29.4	27.7	26	24	28	24.8	21.3	17.4
TPES, media (%)	24.8	22.1	19.1	15.9	23.6	19.5	14.9	9.8
TPES, Inter.m (%)	16	10.9	5.2	-1.1	15	8.6	4.2	-7.4
TPES, Alta (%)	3.8	-5.2	-16.2	-29.7	2.8	-7.4	-203	-36.7

Tabla 4.14. Evaluaci3n del *TPES* para las configuraciones formada por la pila de combustible al 100 % de carga y diferentes fracciones de calor, Configuraci3n 5.

Configuraci3n	5			
	FC+SE H ₂ O/LiBr			
Fracci3n de calor, α	0.25	0.50	0.75	1
TPES, baja (%)	12	5.8	-1.2	-9.5
TPES, media (%)	6.9	-0.15	-8.38	-18.08
TPES, Inter.m (%)	-3.30	-13	-24.8	-39.3
TPES, Alta (%)	-18.9	-33.3	-51.7	-76

Por otra parte, en la Figura 4.27-4.29, se muestran los valores de la fracción de calor (α) requerida para obtener un *TPES* de un 10 % con cada equipo de cogeneración, en los diferentes escenarios de eficiencia. Cuando el valor de α resulta menor a cero, significa que no es posible obtener un ahorro de energía primaria de un 10 % en el escenario de comparación. También cuando el valor de α resulta mayor a 1, significa que con esta configuración son obtenidos valores del *TPES* mayores a 10 %, para valores de (α) de 0 a 1 en el escenario de comparación analizado. Se puede apreciar que a medida que el escenario de comparación es más elevado, los valores de (α) son más pequeños.

En la Figura 4.27 se aprecia que el valor de α en la configuración MGT+DE, H₂O/LiBr es 1.14 en el escenario de baja eficiencia, por lo que se cumple lo mencionado anteriormente. En las configuraciones formadas con la microturbina no se obtiene un *TPES* de 10 % en el escenario de alta eficiencia.

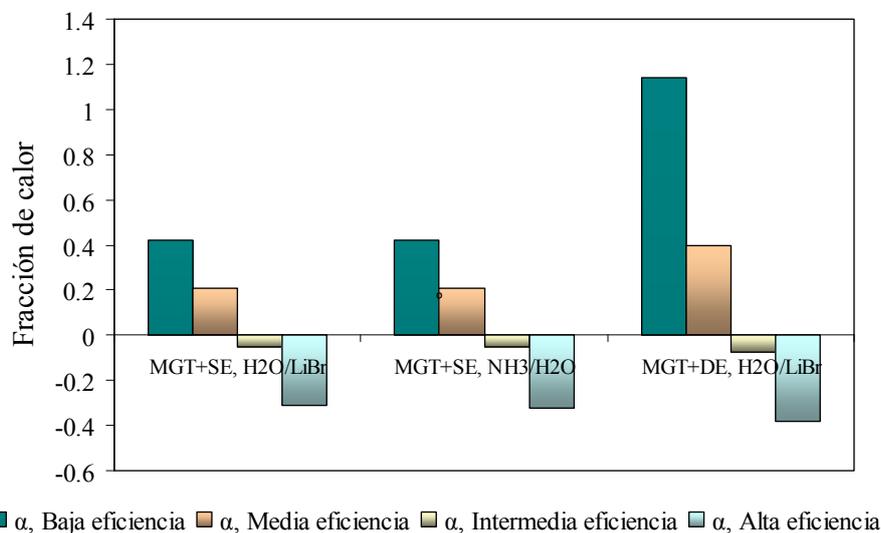


Figura 4.27. Fracciones de calor para obtener un *TPES* de un 10 % para las configuraciones formadas con la microturbina de gas al 100 % de carga.

En las configuraciones MCI+SE, H₂O/LiBr y MCI+SE/DE, H₂O/LiBr (Figura 4.28), se obtienen ahorros mayores de un 10 % en los escenarios de baja y media eficiencia, en el rango de las fracciones de calor de 0 a 1.

En la configuración formada por la pila de combustible, El valor de (α) para obtener un *TPES* de un 10 % es de 0.33, en el escenario de baja eficiencia. En el escenario de media eficiencia, el valor de (α) es de 0.12, en los demás escenarios no es posible obtener un ahorro de 10 % (Figura 4.29).

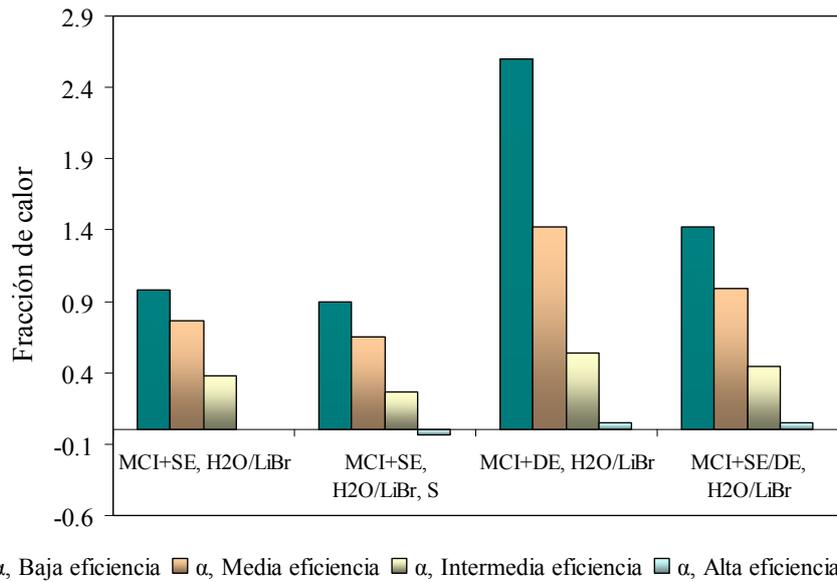


Figura 4.28. Fracciones de calor para obtener un *TPES* de un 10 % para las configuraciones formadas con motor de combusti3n interna al 100 % de carga.

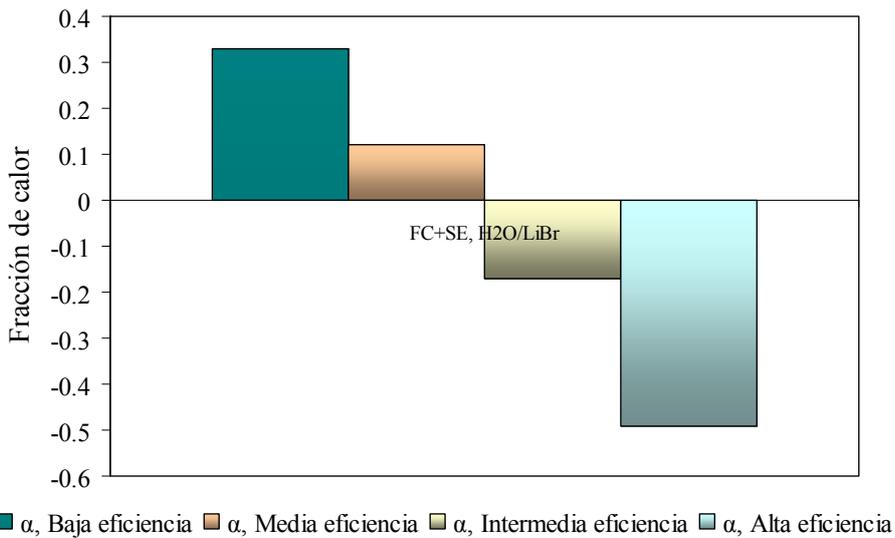


Figura 4.29. Fracciones de calor para obtener un *TPES* de un 10 % para las configuraciones formadas con la pila de combustible al 100 % de carga.

En la Figura 4.30 se representa gr3ficamente los indicadores de evaluaci3n de las configuraciones de trigeneraci3n formadas con la microturbina. Se aprecia que la configuraci3n MGT+SE H₂O/LiBr presenta un rendimiento teniendo en cuenta la producci3n de frío, mucho mayor que la configuraci3n MGT+SE NH₃/H₂O. Las configuraciones MGT+DE, H₂O/LiBr y MGT+SE NH₃/H₂O, presentan unos valores de *TPES* muy similares, con un valor de 15.9 % para la configuraci3n con el doble efecto y una diferencia cercana al 8 % para la configuraci3n MGT+SE NH₃/H₂O. La configuraci3n integrada con la enfriadora por absorci3n de doble efecto, en general

presenta todos los valores de los indicadores por encima de las dos configuraciones formadas por las enfriadoras de simple efecto. Sólo el indicador $\eta_{GCHP 2}$ es un 33 % menor que el indicador $\eta_{GCHP 2}$ en la configuración MGT+SE NH₃/H₂O. Por lo que en esta configuración, se tiene una elevada disponibilidad de calor adicional.

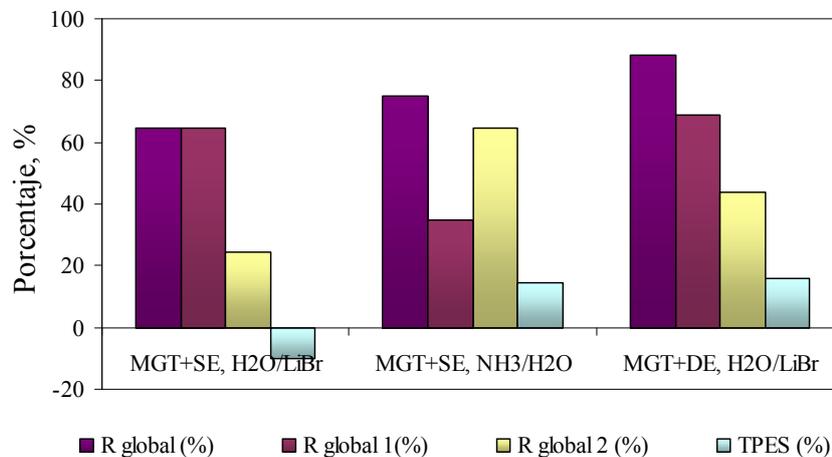


Figura 4.30. Indicadores de evaluación de las configuraciones de trigeneración formadas por la microturbina de gas.

En la Figura 4.31, se puede apreciar los ratios de las prestaciones de cada configuración formada con la microturbina. Se observa que la configuración MGT+DE, H₂O/LiBr, posee unos ratios en general más elevados que en las demás configuraciones, sobresaliendo el ratio Q_e/F_{CHP} que estuvo alrededor de 0.44. y el ratio de calor disponible de 0.20.

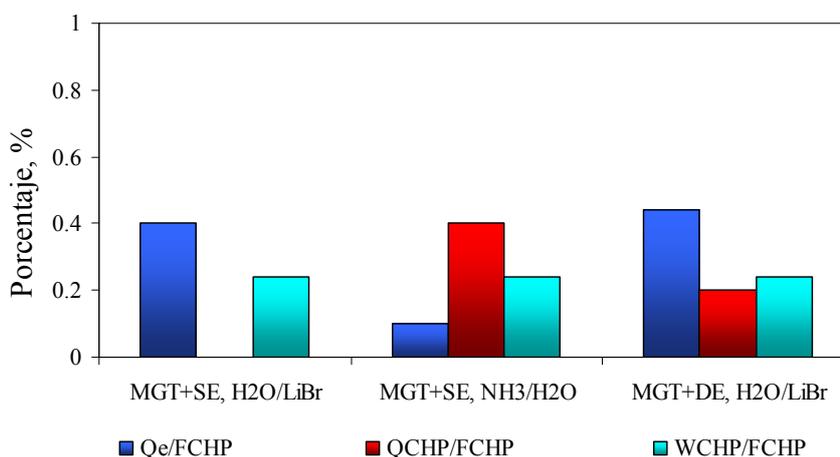


Figura 4.31. Relación de las prestaciones con el combustible consumido en las configuraciones de trigeneración formadas por la microturbina de gas.

La evaluación de los indicadores de las configuraciones de trigeneración integradas con el motor de combustión interna se representa en la Figura 4.32. Se aprecia que la configuración que presenta un mejor resultado del indicador *TPES* fue la configuración MCI+DE, H. con un valor de 28.6 %.

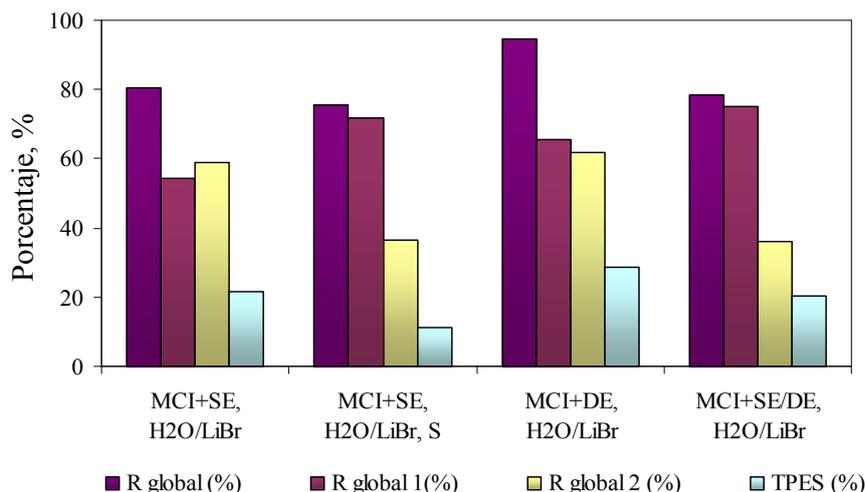


Figura 4.32. Indicadores de evaluación de las configuraciones de trigeneración formadas por el motor de combustión interna.

La Figura 4.33, representa las relaciones de las prestaciones obtenidas en cada configuración formada con el motor de combustión interna. La configuración que utiliza de una forma más eficiente el calor residual para producir frío, fue la configuración MCI + SE/DE la cual presenta una relación Q_e/F_{CHP} de un 0.42. Sin embargo, no favorece la utilización del calor para otras aplicaciones.

Por su parte, en la configuración formada con la enfriadora de doble efecto los ratios de las prestaciones con el combustible consumido son más estables, obteniendo los siguientes ratios Q_e/F_{CHP} : 0.30, Q_{CHP}/F_{CHP} : 0.29 y W_{CHP}/F_{CHP} : 0.33, por lo que esta configuración es bastante atractivas para aplicaciones donde se quiera satisfacer las tres demandas energéticas sin sacrificar el suministro de frío o calor por parte de la configuración de trigeneración.

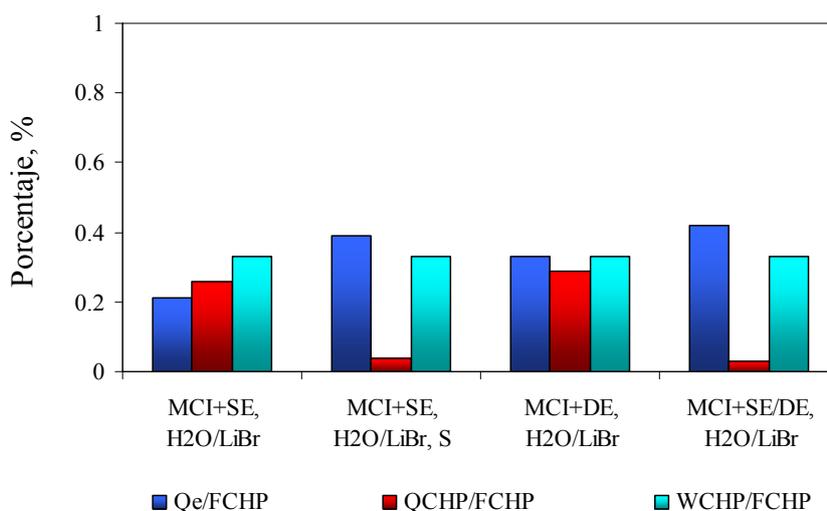


Figura 4.33. Relación de las prestaciones con el combustible consumido en las configuraciones de trigeneración formadas por la microturbina de gas.

Los resultados de la configuración formada por la pila de combustible se pueden observar en la Figura 4.34. En esta configuración no son obtenidos ahorros de energía primaria en comparación un sistema convencional. Debido a que el calor residual obtenido con este equipo de cogeneración es de baja temperatura (70 °C) y potencia. La producción de frío utilizando una enfriadora de absorción de simple efecto es muy limitada. Adicionalmente no se obtiene calor residual adicional para otros usos, por lo que las eficiencias del sistema son más bajas que un sistema convencional.

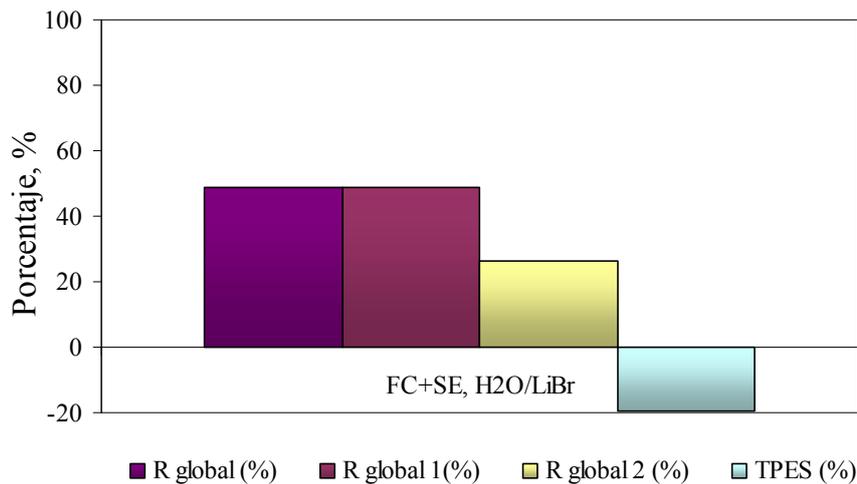


Figura 4.34. Indicadores de evaluación de la configuración de trigeneración formada por la pila de combustible.

En esta configuración como se mencionó anteriormente, todo el calor es utilizado para activar la enfriadora de agua por absorción por lo que los ratios para este caso son: Q_e/F_{CHP} , Q_{CHP}/F_{CHP} y W_{CHP}/F_{CHP} fueron 0.22, 0 y 0.26, respectivamente (Figura 4.35).

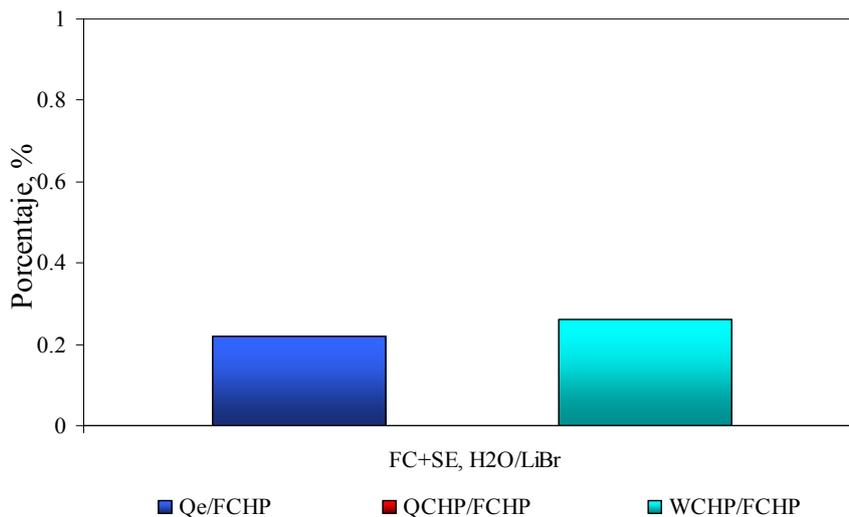


Figura 4.35. Relación de las prestaciones con el combustible consumido en las configuraciones de trigeneración formadas por la pila de combustible.

4.6. CONCLUSIONES

En este capítulo se logró la evaluación energética de las configuraciones de trigeneración estudiadas, utilizando diversos indicadores de evaluación energética, como lo son el *TPES*, el ahorro de emisiones de CO₂, rendimientos globales, eficiencia exergética, entre otros. Para la evaluación de cada configuración se tuvo en consideración la fracción de calor para producir frío. Se pudo observar que cuando se tienen fracciones de calor bajas, los ahorros de energía primaria son más elevados. Por ello se debe intentar dimensionar las configuraciones de trigeneración de forma que el tamaño de la enfriadora sea más pequeño en comparación con el equipo de cogeneración.

En general los indicadores de evaluación de las configuraciones avanzadas resultaron más favorables que los de las configuraciones básicas. Resaltando la configuración MCI+DE H₂O/LiBr con un valor de *TPES* de 28.7 %, en el escenario de baja eficiencia. Las configuraciones también fueron evaluadas con el fin de determinar cuál es la fracción de calor necesaria para obtener un ahorro de energía primaria de un 10 %, con cada equipo de cogeneración, en los diferentes escenarios de eficiencia-

CAPÍTULO 5

APLICACIONES DE LAS CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN

5.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se plantean un caso de estudio sobre la aplicación de las configuraciones de trigeneración. El mismo fue realizado en una superficie comercial, supermercado; basado en las demandas de energía real obtenida a partir de la información sobre consumos, ocupación, características de los envolventes, equipos eléctricos, entre otros parámetros.

Para el cálculo de la demanda en el edificio comercial, se han utilizado dos programas de simulación, con los que se han obtenido las curvas de demandas energéticas anuales. A partir de éstas, se realizó la selección de la estrategia de funcionamiento del sistema de trigeneración a utilizar. Para la configuración de trigeneración seleccionada, se realizó una evaluación energética, ambiental y económica del edificio estudiado y se comparó con los sistemas convencionales utilizados en estos edificios.

5.2. CONCEPTOS GENERALES PARA LA SELECCIÓN DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN BASADO EN LAS CURVAS DE DEMANDA.

Las curvas de demanda en edificios poseen diversas características para satisfacer los consumos de varias formas de energía en los edificios. Las curvas de demanda energética no son homogéneas en los países que durante el año perciben cambios climáticos. En las curvas de demanda se aprecia una concentración de la demanda, por ejemplo, en los meses de verano, donde la demanda de frío aumenta debido al incremento del uso de sistemas eléctricos de compresión. Asimismo, disminuye la demanda de calor por las necesidades limitadas del mismo en este período, como aprecia en la Figura 5.1.

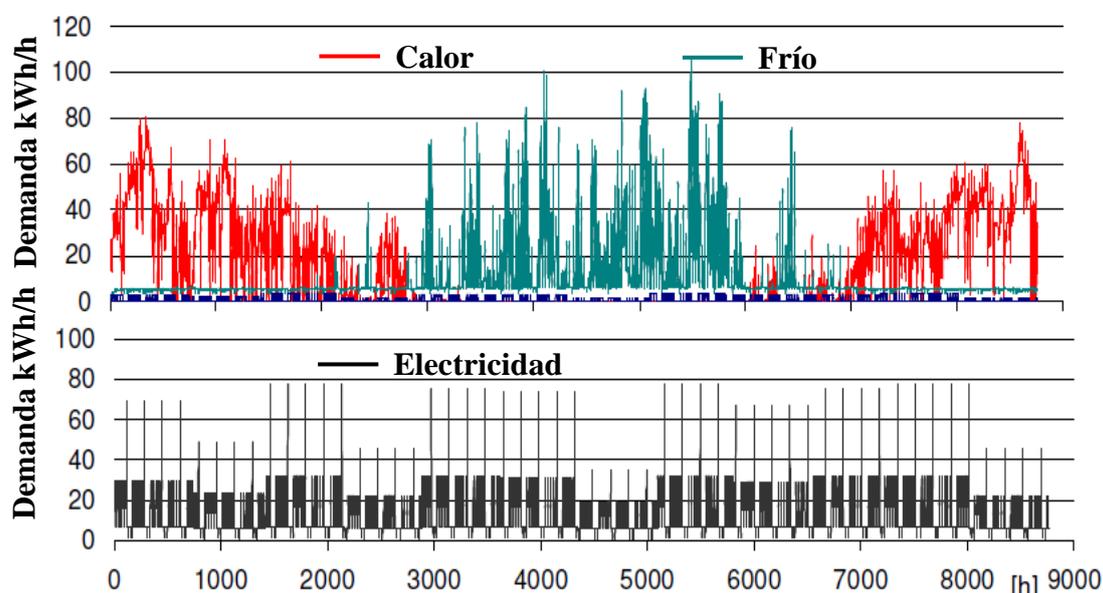


Figura 5.1. Datos horarios de la demanda anual térmica y eléctrica representativa de un edificio de 2000 m² [150].

La información completa para la selección sobre la demanda energética es posible obtenerla por medio de la llamada curva monótona de demanda. En la Figura 5.2 se puede apreciar un ejemplo de diferentes curvas monótonas de demanda de calor para diferentes edificios tipo hoteles [151]. Un aspecto importante a tener en cuenta en las curvas monótona de demanda es que no existe relación temporal alguna entre la ordenada y la accisa. Con las curva monótona se puede saber durante cuantas horas la demanda está por encima o por debajo de un valor concreto.

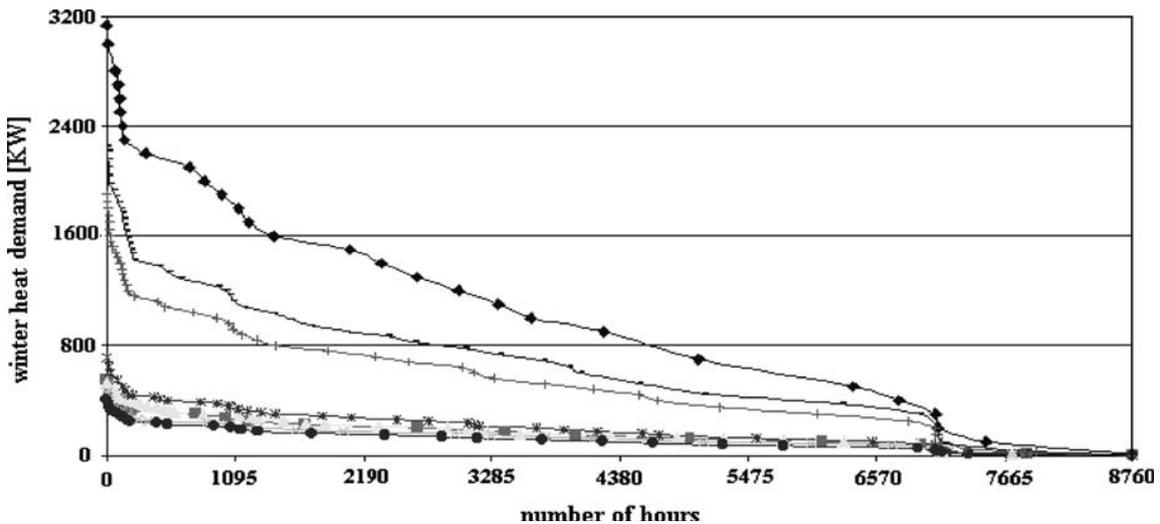


Figura 5.2. Curvas mon3tona de demanda de calor [151]

A la hora de dimensionar una configuraci3n de trigeneraci3n para satisfacer las demandas energ3ticas de un edificio, es posible utilizar diferentes estrategias de funcionamiento de las configuraciones de trigeneraci3n que pueden ser controladas utilizando varios modos de funcionamiento. Estos modos de funcionamiento pueden ser agrupados en dos formas: siguiendo la demanda el3ctrica, EDM, o siguiendo la demanda t3rmica, TDM [151, 152].

La elecci3n entre los modos EDM y TDM es determinado a partir de la tecnología de cogeneraci3n, de la oportunidad de vender energía a la red el3ctrica local o de la existencia de la posibilidad de almacenamiento de energía para la utilizaci3n en un tiempo posterior. Tambi3n el precio del combustible puede afectar la estrategia de funcionamiento [153]. La estrategia de funcionamiento com3nmente usada es la TDM, donde el exceso de electricidad producida puede venderse a la red el3ctrica. Por su parte en modo EDM es utilizado cuando no se quiere perder la energía t3rmica residual proveniente proveniente de la tecnología de cogeneraci3n.

El objetivo principal de los dos métodos funcionamiento es maximizar el aporte de energía para cubrir la demanda total de edificio. El área bajo la curva en las curvas mon3tona representa la cantidad de calor o electricidad (dependiendo la curva) que es suministrada por la tecnología de cogeneraci3n que tiene como finalidad cubrir la demanda total. En la Figura 5.3, se aprecia una opci3n de funcionamiento para el sistema de cogeneraci3n donde se requieren alrededor de 3,400 horas, para satisfacer casi un 32 % del pico máximo de demanda.

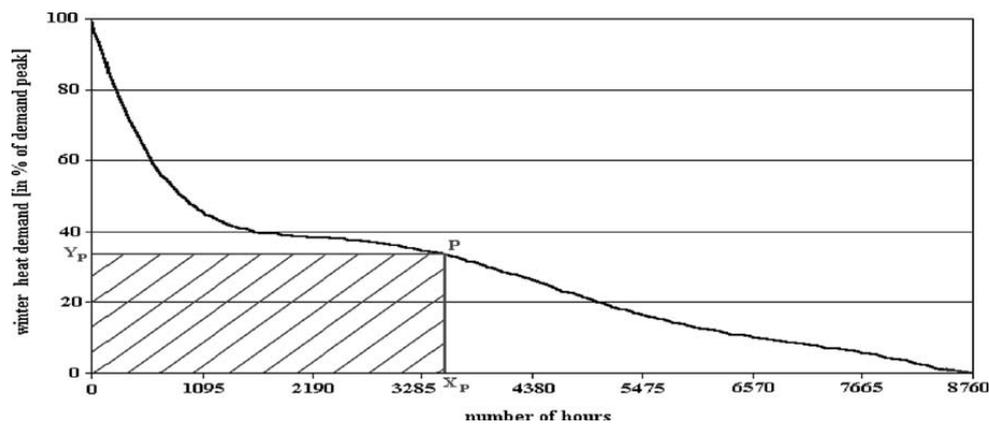


Figura 5.3. Curva monótona de demanda de calor. [151]

Dependiendo de la aplicación y la prioridad de la configuración de trigeneración, es posible dimensionar el sistema basándose en la curva de demanda de electricidad, frío, calor o de refrigeración del edificio (por ejemplo de un supermercado). Del mismo modo el objetivo es siempre maximizar el área o aumentar el número de horas de funcionamiento. Diferentes metodologías basándose en el ahorro de energía primaria pueden ser aplicadas para dimensionar las configuraciones de trigeneración utilizando una estrategia de funcionamiento, sin embargo en este estudio para el caso de aplicación planteado, se tuvo también en cuenta el criterio económico de la aplicación en comparación con los sistemas convencionales.

5.3. CASO DE ESTUDIO: INTEGRACIÓN DE UNA CONFIGURACIÓN DE TRIGENERACIÓN CON UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN INDIRECTO DE CASCADA EN UN SUPERMERCADO.

Los supermercados son edificios con uso intensivo de energía [154]. En los países desarrollados los supermercados consumen alrededor de 3 % de la energía eléctrica disponible [155]; mientras que en los Estados Unidos y Francia se estima que el consumo de electricidad está alrededor del 4 % del consumo total nacional [156]. En los Estados Unidos, los supermercados típicos poseen una área superficial de venta de aproximadamente 3,700-5,600 m² con un consumo eléctrico cerca de 2-3 millones de kWh al año [157]. Un desglose del uso de la energía en un supermercado muestra que por lo general el 47 % se utiliza para el sistema de refrigeración, el 27 % para la iluminación, el 13 % para el acondicionamiento de aire, el 3 % para la cocina, el 5 % para exteriores y 5 % para otros usos [158]. La electricidad en los supermercados es usada para la iluminación, equipos eléctricos, ventiladores y los llamados *plug-in* de las cabinas pertenecientes al área de ventas. La energía térmica es también usada para cubrir la demanda de calefacción y agua caliente.

Debido a la cantidad de electricidad que se consume dentro de los supermercados, reducir sus magnitudes se ha convertido una estrategia tanto económica como ambiental para sus propietarios. Se han desarrollado tecnologías innovadoras para mejorar la

eficiencia energética en los supermercados, entre los cuales se puede mencionar la integración de aire acondicionado y de las unidades de refrigeración [159], así como la integración con subenfriadores múltiples [160].

Actualmente la aplicación de configuraciones de trigeneración en supermercados se ha estudiado como una forma de disminuir el consumo de energía [161-162]. Varias configuraciones y tecnologías de trigeneración se han analizado desde el punto de vista técnico, económico y ambiental con la finalidad de identificar sus ventajas y desventajas en casos reales para su futura implementación [146, 163,164].

Dependiendo de la demanda de refrigeración del usuario, ya sea la activación directa o indirecta, puede ser utilizada entre la cogeneración y la enfriadora por de agua por absorción, mostrando buenos resultados para aplicaciones en las industrias alimenticia [165, 166]. La eficiencia energética de los sistemas de refrigeración convencionales ha sido comparada en distintas aplicaciones de trigeneración donde el uso de las mezclas amoniaco/agua y bromuro de litio/agua en enfriadores de agua por absorción han mostrado tener un rendimiento global alrededor de 64.6 % [167].

El objetivo de este caso de estudio fue analizar la integración de una configuración de trigeneración con un sistema de refrigeración indirecto en cascada y compararlo con un caso de estudio representado por un sistema convencional de refrigeración indirecto en cascada de un supermercado ubicado en Barcelona, España. En la configuración propuesta, una enfriadora de agua por absorción se utiliza para cubrir una fracción considerable de la demanda total de refrigeración de las cabinas de baja y media temperatura dentro del supermercado. En este estudio el programa CyberMart fue usado para calcular la demanda total de energía del supermercado. Dicho software además de calcular el consumo de energía en un supermercado puede simular un gran número de sistemas convencionales de refrigeración en supermercados [168]

En este estudio se seleccionó y dimensionó el sistema de cogeneración y la enfriadora de agua por absorción tomando en consideración la demanda energética del supermercado; además, se realizó un análisis económico y ambiental del sistema de trigeneración propuesto en función de los precios del combustible utilizado.

5.3.1 Configuraciones de suministro de energía en supermercados

5.3.1.1. Configuración del sistema convencional

En la Figura 5.4 se representa un esquema general energético de un supermercado que usa sistemas convencionales de producción de electricidad, frío, calor y refrigeración. En este sistema la electricidad es utilizada para la iluminación, los equipos eléctricos, el sistema de compresión para proveer refrigeración a las cabinas de los alimentos y el sistema de acondicionamiento de aire del supermercado. El gas natural es usado para

activar la caldera para el calentamiento y el uso de agua caliente en el supermercado. El agua fr3a para el acondicionamiento de aire, es producida a una temperatura de 7 °C.

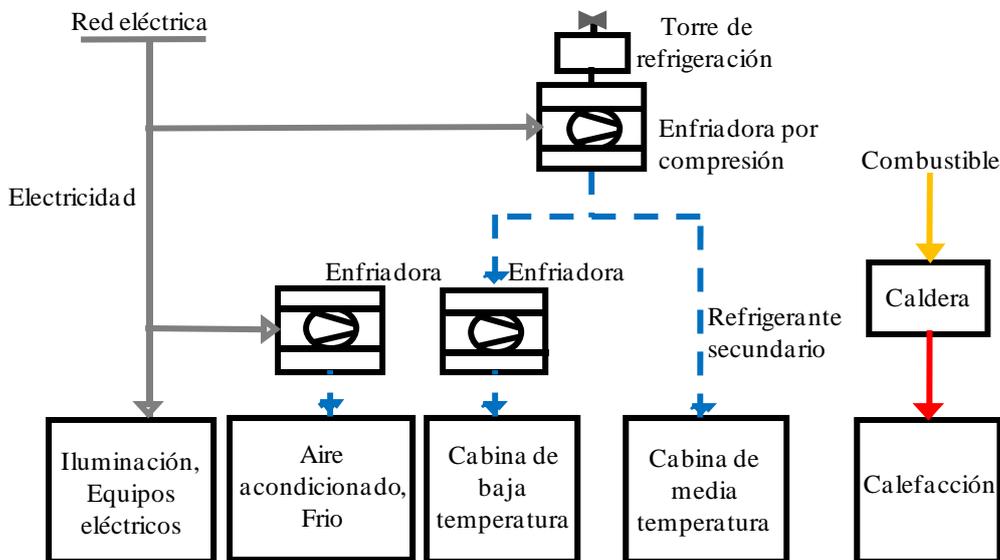


Figura 5.4. Sistema de energ3a convencional en un supermercado.

En la Figura 5.5 se representa en detalle el sistema de refrigeraci3n del supermercado, llamado sistema convencional de refrigeraci3n en cascada. Este sistema permite un gran *ratio* de presi3n en el sistema de baja temperatura. El sistema indirecto por cascada opera con dos distintos niveles de temperatura para las cabinas de alimentos y un circuito secundario. El circuito secundario de refrigerante enfr3a la cabina de media temperatura y condensa el sistema de compresi3n de baja temperatura. La temperatura de impuls3n del refrigerante secundario en el sistema de media temperatura es de -8 °C y la temperatura de retorno es de -4 °C. La temperatura de impuls3n en el refrigerante secundario en el circuito de baja temperatura es de -35 °C y la temperatura de retorno es de -30 °C. La temperatura de condensaci3n del sistema es alrededor de 0 °C, lo cual incrementa el COP del sistema de refrigeraci3n y decrece el consumo de energ3a del sistema de baja temperatura. Otro sistema convencional en supermercados de suministro energ3tico se presenta en el Anexo A6.

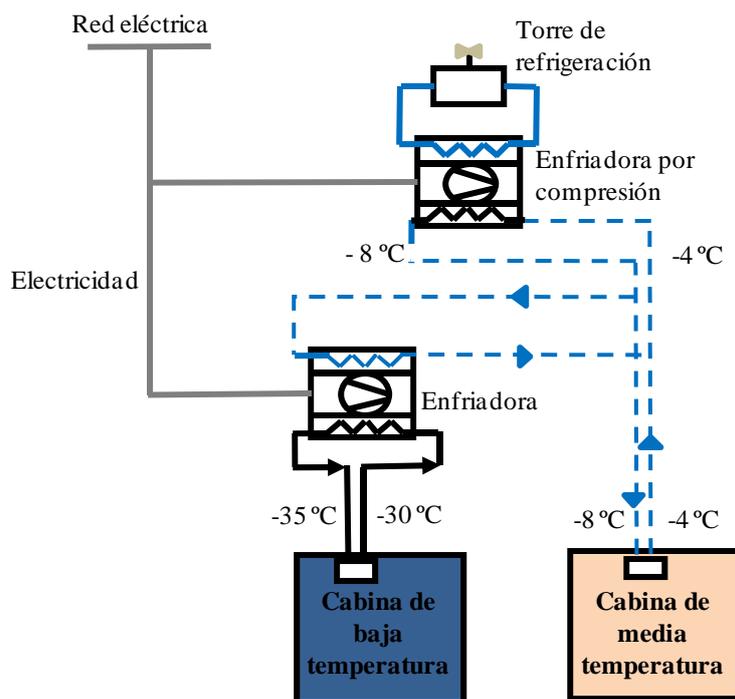


Figura 5.5. Sistema convencional de refrigeraci3n en cascada para supermercados.

5.3.1.2. Integraci3n de un sistema de trigeneraci3n con un sistema de refrigeraci3n indirecto de cascada.

La Figura 5.6 muestra la configuraci3n del suministro de energía en un supermercado propuesto en este estudio. En el mismo se integra una configuraci3n de trigeneraci3n con un sistema de refrigeraci3n indirecto en cascada. La configuraci3n de trigeneraci3n consistió en una tecnología de cogeneraci3n a gas natural y una enfriadora de agua por absorci3n. Esta enfriadora es activada por un circuito de agua caliente calentado en serie por los gases de escape y por el agua del intercambiador de calor de recuperaci3n calor (dichas corrientes no est3n representadas en el esquema de la Figura 5.6). El calor adicional del sistema despu3s de activar la enfriadora puede ser utilizado en otras aplicaciones como proporcionar calefacci3n al supermercado durante la temporada de frío.

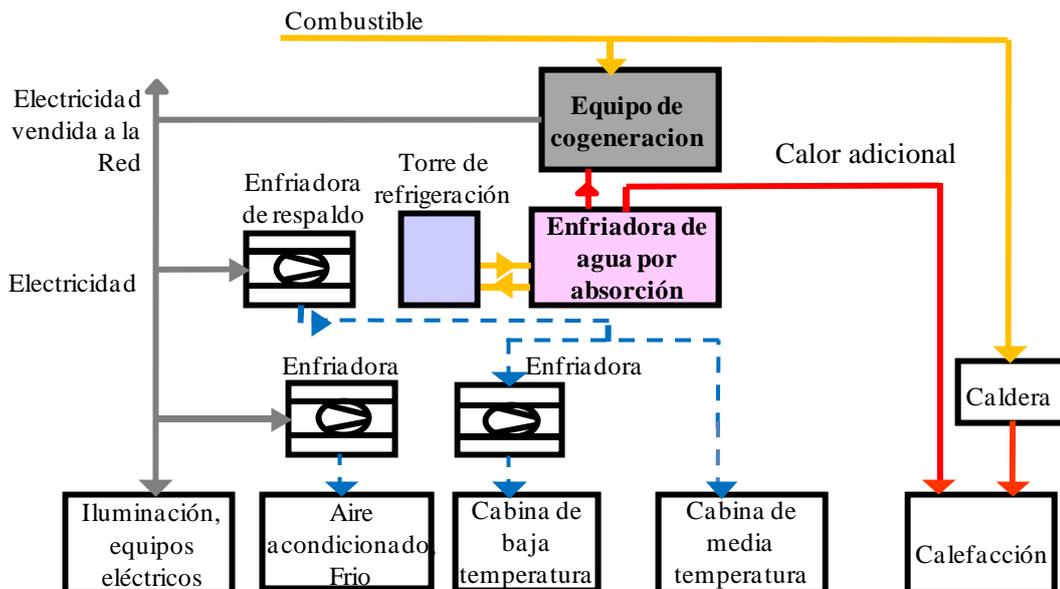


Figura 5.6. Integración de un sistema de trigeneración con un sistema convencional de refrigeración.

Esta configuración utilizó una enfriadora de agua por absorción para enfriar la cabina de media temperatura y disipar el calor del condensador del sistema de compresión de baja temperatura. La suma de la capacidad frigorífica de la cabina media temperatura y el calor disipado en el condensador del sistema de compresión de baja temperatura es igual a la demanda total de refrigeración de las cabinas que hay que satisfacer. La Figura 5.7 muestra un diagrama detallado del sistema de refrigeración propuesto, constituido por una enfriadora de agua por absorción y una enfriadora de agua por compresión de vapor. La enfriadoras proporcionan una temperatura de suministro alrededor de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de retorno alrededor de $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

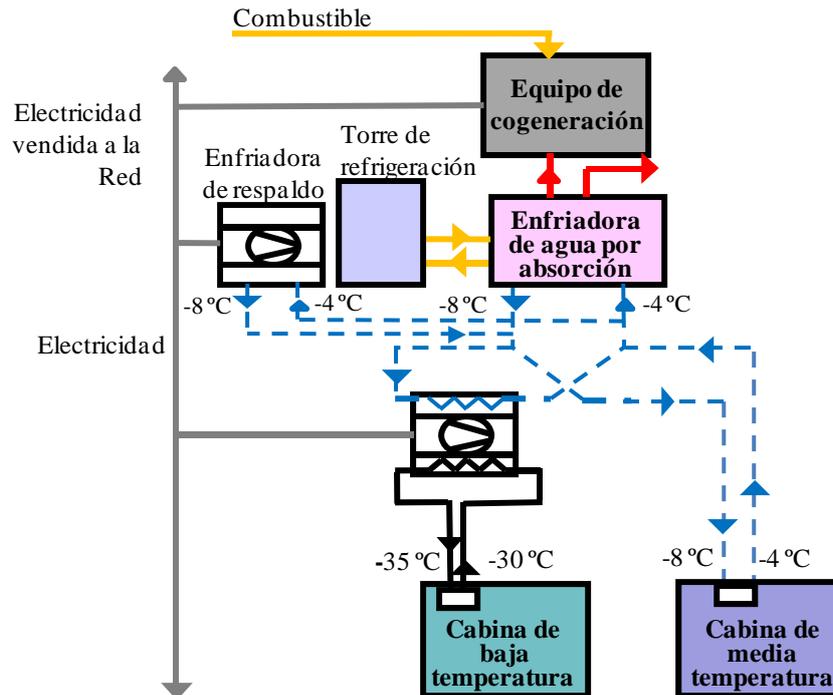


Figura 5.7. Corrientes de integración con el sistema convencional de refrigeración.

En el sistema de trigeneración y el sistema de compresión auxiliar fueron usados para cubrir la demanda total de refrigeración. La unidad de cogeneración puede ser utilizada tanto por el supermercado o bien pudiera ser vendida a la red nacional de electricidad. En esta configuración una enfriadora de compresión de vapor y una caldera de gas natural fueron utilizadas para suministrar el acondicionamiento de aire del supermercado. Es posible la utilización de una enfriadora de agua por absorción adicional para cubrir la demanda de refrigeración del aire acondicionado del supermercado, sin embargo esta opción no fue analizada en este estudio.

5.3.2 Caso de estudio

5.3.2.1. Descripción del supermercado

El supermercado elegido como caso de estudio se encuentra ubicado en Barcelona, España (Norte 41 ° 41 ', Este 2 ° 17 '). El supermercado se compone de una zona comercial, áreas de procesamiento y almacenes frigoríficos. Posee un área superficie total de 3,000 m² y la envolvente del edificio está formada por un recubrimiento, de adentro hacia afuera, compuesto por: 25 mm de yeso, 200 mm de barras transversales, 10 mm de estuco, 150 mm de aislamiento y 120 mm de ladrillo. Las capacidades de refrigeración instaladas en los niveles de temperatura media y baja del supermercado son de 100 y 40 kWc, respectivamente; y la iluminación promedio es de 20 W/m². Este supermercado está diseñado para recibir aproximadamente 1,500 personas por día, abierto al público de lunes a sábado desde las 9:00 a.m. hasta 9:00 p.m.

5.3.2.2. Modelización del sistema energético del supermercado

El modelo propuesto se basó en los balances de energía en el aire dentro de las zonas del supermercado, en la superficie y en la estructura del edificio. En el modelo se supone que la variación de la temperatura dentro de supermercado era despreciable, las temperaturas en la superficie fueron las mismas y que las cargas térmicas como la temperatura exterior, la radiación solar y las ganancias internas eran constantes en cada intervalo de tiempo (1 hora en este caso). Para el cálculo de las cargas de calefacción y frío, las áreas de ventas y de oficinas en el supermercado fueron asumidas como una sola zona.

La temperatura del aire exterior es un factor importante en la influencia de los usos de la energía de los supermercados. Este factor afecta la temperatura interior y al desempeño del sistema de refrigeración de varias maneras. Adicionalmente, la temperatura exterior, humedad relativa, radiación solar y la velocidad del viento pueden afectar la temperatura interior a través de la envolvente del edificio, el sistema de ventilación y las infiltraciones que se tengan. En el modelo del sistema energético del supermercado, la temperatura del aire, la humedad relativa, la velocidad del viento, la radiación directa y difusa sobre una superficie horizontal, la altura del sol, acimut solar y la fracción de nubes cubiertas, fueron simulados utilizando el programa Meteonorm para la ciudad de Barcelona en el programa CyberMart [169]. Los valores de entrada para el flujo de masa de aire de ventilación fueron tomados como $15,000 \text{ m}^3/\text{h}$ y la caída de presión en 400 Pa.

El resultado del consumo anual de electricidad para el aire acondicionado, electricidad y calor del supermercado en Barcelona obtenidos de la simulación en CyberMart fueron de 50.2 MWh_c , $1,059.6 \text{ MWh}_e$ y 57.5 MWh_h , respectivamente. La demanda anual de refrigeración de las cabinas de baja y media temperatura fue considerada como $1,042.8 \text{ MWh}_c$.

El perfil de la demanda de electricidad horaria del supermercado se muestra en la Figura 5.8. Se puede notar en esta figura que la demanda eléctrica aumenta significativamente para los meses de verano donde la temperatura en el exterior es elevada; que conlleva al aumento de la demanda de eléctrica de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración durante estos meses.

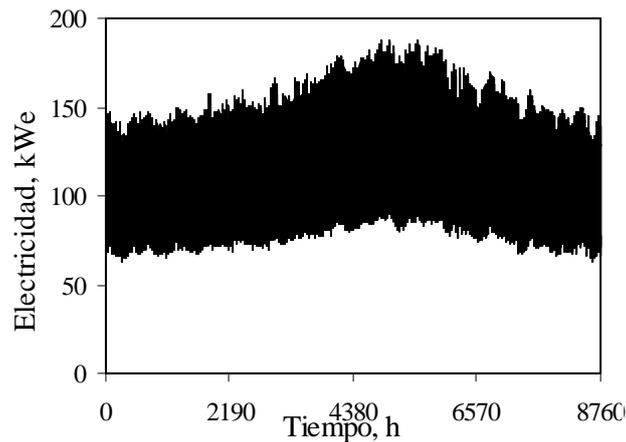


Figura 5.8. Demanda eléctrica para el supermercado ubicado en Barcelona.

La demanda horaria de frío y calefacci3n en el supermercado está representada en la Figura 5.9. En este estudio, la demanda de frío y calefacci3n para el aire acondicionado en el supermercado fueron satisfechas usando un sistema eléctrico por compresi3n y una caldera de gas natural. (Figura 5.6).

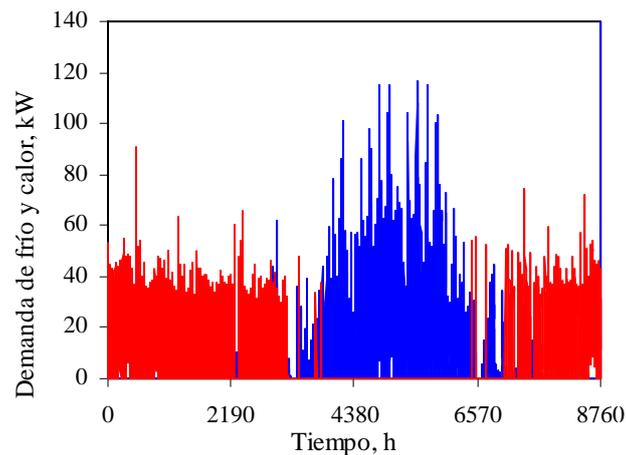


Figura 5.9 Demanda horaria de frío (Línea azul) y calor (Línea roja) para el supermercado ubicado Barcelona.

5.3.2.3. Selecci3n del sistema de trigeneraci3n

El tamaño de las unidades de cogeneraci3n y de absorci3n fue seleccionado sobre la base de la curva acumulativa de la demanda total de refrigeraci3n en el supermercado. Para elegir la apropiada enfriadora de agua por absorci3n, la curva mon3tona de la demanda total de refrigeraci3n (suma de las demandas de las cabinas de media y baja temperatura) fue obtenida, Figura 5.10, utilizando el software CyberMart.

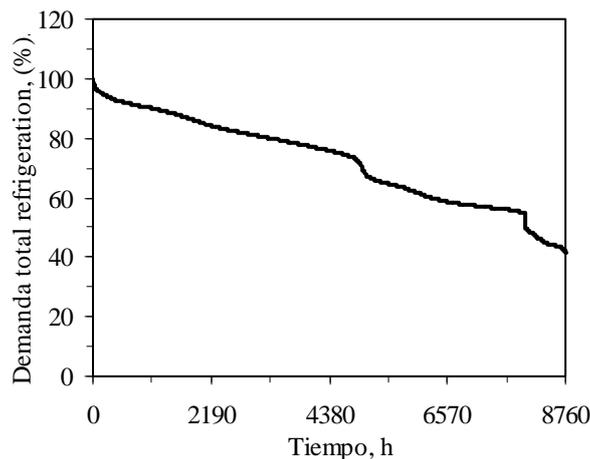


Figura 5.10. Curva monótona de la demanda total de refrigeración en el supermercado.

Las enfriadores de agua por absorción seleccionados para proporcionar la potencia frigorífica a baja temperatura (-8 °C) en esta aplicación de trigeneración fueron dos enfriadores comerciales de NH₃/H₂O de capacidad 50 kW_c cada una [50]. La unidad de cogeneración fue dimensionada según el tamaño de las enfriadoras de agua por absorción. El motor de combustión interna fue seleccionado para activar las enfriadoras de agua por absorción considerado en este trabajo, se basó en un motor automovilístico de combustión interna cuya capacidad eléctrica y térmica eran de 120 kW_e y 195 kW_{th}, respectivamente. La estrategia de operación del sistema de trigeneración se basó en seguir la demanda total de refrigeración de las cabinas. En las Figura 5.11 a) y b) se muestra una representación gráfica de las estrategias estudiadas para satisfacer la demanda de refrigeración en el supermercado. Un diagrama de flujo detallado de la configuración de trigeneración propuesta para este supermercado se presenta en la Figura 5.12 carga parcial.

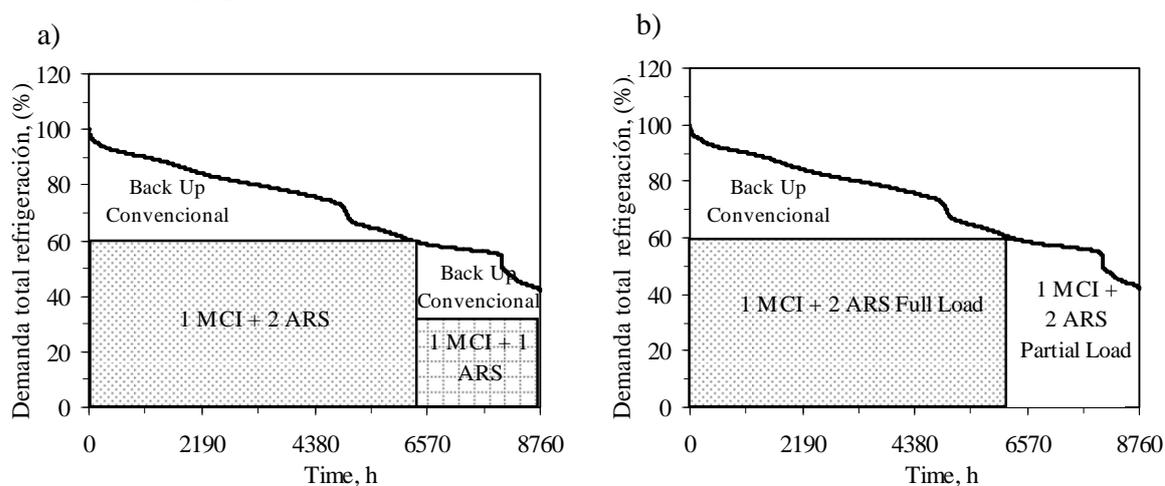


Figura 5.11. Estrategias de operación para el sistema de trigeneración. a) Sistema de trigeneración usando una enfriadora de agua por absorción a carga total, b) Sistema de trigeneración usando dos enfriadoras de agua por absorción a

Como se puede apreciar el motor de combustión interna (MCI) suministra todo el calor necesario para las enfriadoras de agua por absorción. Se han analizado diferentes estrategias de operación del sistema de trigeneración que han sido representadas en la Figura 5.11 a), estas estrategias son:

- Opción 1: El motor de combustión interna (MCI) se utiliza al 100 % de la carga durante las primeras 6,148 horas (período 1) para activar dos unidades enfriadoras por absorción (2 ARS). Luego es usado 2,612 horas (período 2) para activar una enfriadora de absorción (1 ARS).
- Opción 2: El motor de combustión interna (MCI), activa dos unidades enfriadoras de absorción (2 ARS) por 6,148 horas (período 1) al 100 % y una máquina de absorción (1 ARS) es usada por 2,612 horas (período 2) al 75 %.
- Opción 3: El motor de combustión interna (MCI), activa dos unidades enfriadoras por absorción (2 ARS) por 6,148 horas (período 1) al 100 % y una máquina de absorción (1 ARS) por 2,612 horas (período 2) al 50 %.
- Opción 4: El motor de combustión interna (MCI), maneja dos unidades enfriadoras por absorción (2 ARS) por 6,148 horas al 100%. Y en las últimas 2,401 horas, las dos enfriadoras por absorción funcionan a carga parcial, impulsadas por el motor de combustión interna (MCI) que funcionan al 100 % de la carga. La Figura 5.11 b) representa la opción 4.

Para satisfacer la demanda total de refrigeración de las cabinas, se utilizó una enfriadora de agua eléctrica por compresión de vapor. En el caso de las opciones propuesta en la Figura 5.11 a) la enfriadora por compresión eléctrica fue utilizada no sólo para cubrir la demanda máxima, sino también cuando la demanda de refrigeración fuese muy baja para mantener las dos enfriadoras de agua por absorción en funcionamiento.

5.3.2.4. Análisis energético, económico y ambiental

En la Tabla 5.1 se muestra la demanda anual de electricidad (iluminación, refrigeración, equipos de refrigeración y eléctrico) y calefacción para el supermercado cuando es usado un sistema de refrigeración convencional. En la Tabla 5.2 se puede apreciar las prestaciones del motor de combustión interna y de la enfriadora de agua por absorción. Las Tablas 5.3 y 5.4 presentan un resumen de los costos de los equipos, de la electricidad y del gas natural utilizados en el análisis económico. Los precios de la electricidad y el gas utilizado mostrados en la Tabla 5.4 son los precios de utilizados por trabajos recientes y establecidos por la normativa Española [148, 149]. El precio de la electricidad vendida al mercado se basó en las subvenciones actuales del Gobierno Español para la promoción de la cogeneración. Esta subvención estuvo en función del ahorro de energía primaria del sistema [16].

Los costos de operación y mantenimiento asociados con el sistema de trigeneración y el sistema de refrigeración indirecto en cascada para el supermercado también han sido estimados. El tiempo de amortización y el costo del ciclo de vida (LCC) de las instalaciones han sido evaluados. El ahorro de energía primaria y de emisiones de CO₂ para la instalación de trigeneración fue también evaluado utilizando elementos de la metodología descrita [135,144].

Tabla 5.1. Demanda anual de electricidad, calor y frío para un sistema convencional en supermercados.

Valores anuales de demanda del supermercados	
Electricidad Total, (MWh _e)	1,059.6
Calor, (MWh _{th})	57.5

Tabla 5.2. Prestaciones nominales del motor de combustión interna, MCI, y de la enfriadora de agua por absorción.

Prestaciones	
Potencia eléctrica, (kW)	120
Potencia térmica, (kW)	195
Eficiencia eléctrica, (%)	33
Eficiencia térmica, (%)	52
Enfriadora de agua por absorción	
Número de unidades	2
Potencia frigorífica, (kW)	50
Potencia térmica (kW)	91.5
Potencia de refrigeración (kW)	141.5
Enfriadora por compresión (Sistema convencional)	
Potencia frigorífica a media temperatura (kW)	170
COP	3
Potencia de refrigeración a media temperatura (kW)	238
Enfriadora por compresión de baja temperatura	
Potencia frigorífica de baja temperatura (kW)	45
COP	3.79
Enfriadora por compresión (back up)	
Potencia frigorífica (kW)	70
COP	2.5

Tabla 5.3. Costos de los equipos.

Costos	
MCI, (€kW _e)	1,000
MCI O&M/ano, (€kWh)	0.0165
ARS, (€kW _e)	590
ARS O&M/ano, (€kWh)	0.008
Enfriadora por compresión (€kW _e)	160
Enfriadora por compresión O&M/year, (€kWh)	70

Tabla 5.4. Costos de los servicios (€kWh)

Costos	
Electricidad	0.117
Electricidad vendida a la red	0.130
Gas natural	0.041

En la Tabla 5.5 se presentan los resultados de las diferentes estrategias de operación del sistema de trigeneración y en la Tabla 5.6 se resumen las prestaciones anuales del sistema de trigeneración y el de compresión de cascada indirecta; y la demanda total de refrigeración cubierta por los enfriadores por absorción en sus distintas opciones de operación. En la opción 4, la capacidad de refrigeración suministrada a través del sistema de trigeneración fue mayor que en las otras opciones. Esto se debe al uso de dos unidades de absorción que trabajan a carga parcial siguiendo la demanda de refrigeración y el sistema de compresión no se utiliza en el último período de las 2,401 horas.

Tabla 5.5. Prestaciones del sistema de trigeneración con el sistema indirecto de cascada de absorción/Compresión.

Estrategias de operación del sistema de trigeneración	Opción 1		Opción 2		Opción 3		Opción 4	
	Período 1	Período 2	Período 1	Período 2	Período 1	Período 2	Período 1	Período 2
Períodos	1	2	1	2	1	2	1	2
Carga, MCI (%)	100	100	100	75	100	50	100	100
Número de horas/año	6,359	2,401	6,359	2,401	6,359	2,401	6,359	2,401
Configuración	MCI+ 2 ARS a carga total	MCI+ 1 ARS a carga total	MCI+ 2 ARS a carga total	MCI+ 1ARS a carga total	MCI+ 2 ARS a carga total	MCI+ 1ARS a carga total	MCI+ 2 ARS a carga total	MCI+ 2 ARS a carga total
Consumo de Gas, (MWh)	2,257.4	852.3	2,257.4	623.5	2,257.4	424.7	2,257.4	852.3
Electricidad, (MWh _e)	763.0	288.1	763.0	211.2	763.0	140.1	763.0	288.1
Calor, (MWh _{th})	1,242.0	468.9	1,242.0	338.5	1,242.0	233.8	1,242.0	468.9
Capacidad de refrigeración, (MWh _c)	623.1	117.6	623.1	117.6	623.1	117.6	623.1	211.7

Tabla 5.6. Prestaciones anuales del sistema de trigeneración con el sistema indirecto de cascada absorción/compresión.

Estrategias de operación del sistema de trigeneración	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4
Consumo total de gas natural, (MWh)	3,109.8	2,880.9	2,682.1	3,109.8
Electricidad total, (MWh _e)	1,051.2	974.3	903.2	1,051.2
Calor total, (MWh _{th})	1,710.8	1,580.4	1,475.7	1,710.8
Capacidad de refrigeración total, (MWh _c)	740.8	740.8	740.8	834.8
Demanda de refrigeración cubierta por la enfriadora de absorción (%)	71	71	71	80

La Tabla 5.7 muestra el costo total de la inversión para el sistema de trigeneración; incluye el costo del sistema por compresión de vapor que funciona como *back up*, el sistema de compresión de las cabinas de baja temperatura, la caldera, y la inversión total del sistema convencional de refrigeración indirecto en cascada. Los costos de energía anual de funcionamiento se determinaron mediante el precio de la energía que figuran en los Tablas 5.3 y 5.4. En la Tabla 5.8 se muestra el costo de operación del sistema de trigeneración para las diferentes opciones. Los gastos de operación del sistema convencional son mostrados en la Tabla 5.9.

Tabla 5.7. Costos de operación del sistema de Trigeneración + compresión para las diferentes estrategias de operación en las diferentes opciones.

Estrategias de operación del sistema de trigeneración	Opción 1		Opción 2		Opción 3		Opción 4	
	Periodo 1	Periodo 2						
Carga, ICE (%)	100	100	100	75	100	50	100	100
Número de horas/año	6,359	2,401	6,359	2,401	6,359	2,401	6,359	2,401
Configuración	MCI + 2 ARS a carga total	MCI + 1 ARS a carga total	MCI + 2 ARS a carga total	MCI + 1 ARS a carga total	MCI + 2 ARS a carga total	MCI + 1 ARS a carga total	MCI + 2 ARS a carga total	MCI + 2 ARS a carga total
Costo anual del gas natural, (€)	-127,501		-118,120		-109,969		-127,501	
Costo anual de electricidad, (€)	-106,340		-106,340		-106,340		-101,938	
Electricidad vendida anual, (€)	136,656		126,667		117,419		136,656	
O&M ICE anual, (€)	-17,344		-16,077		-14,903		-17,344	
O&M absorción anual, (€)	-5,926		-5,926		-5,926		-6,679	
Calor anual de la caldera, (€)	-1,414		-1,424		-2,294		-1,596	
Costo total de operación (€)	-121,872		-121,221		-122,014		-118,404	

Tabla 5.8. Costos de operación del sistema convencional.

Costo anual del combustible, (€)	-3,143
Costo anual de Electricidad, (€)	-123,979
O&M anual, (€)	-9,000
Costo total de operación, (€)	-136,122

Los resultados económicos del sistema de trigeneración son comparados con los sistemas de refrigeración convencionales indirectos en cascada, representados en la Tabla 5.9. La mejor opción en lo que se refiera a la recuperación de la inversión fue la opción 4, con un período de recuperación menor de 5 años.

Tabla 5.9. Retorno de la inversión, *Pay back*.

Estrategias de operación del sistema de trigeneración	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4
Costo adicional de instalación, (€año)	82,100	82,100	82,100	82,100
Ahorro anual, (€año)	14,250	14,901	14,108	17,718.4
Retorno de la inversión, (año)	5.8	5.5	5.8	4.6

Un análisis de sensibilidad fue realizado para evaluar el impacto del Gas Natural/Electricidad sobre los precios de amortización de la energía, dicho análisis se muestra en la Figura 5.13. En este caso, el costo del gas natural fue modificado de 0.031 a 0.046 €/kW. El precio de referencia tomado para la energía en la configuración 4 es 0.315 con una amortización de 4.5 años. Para *ratios* superiores a 0.33, la recuperación de la inversión aumentó a más de 10 años.

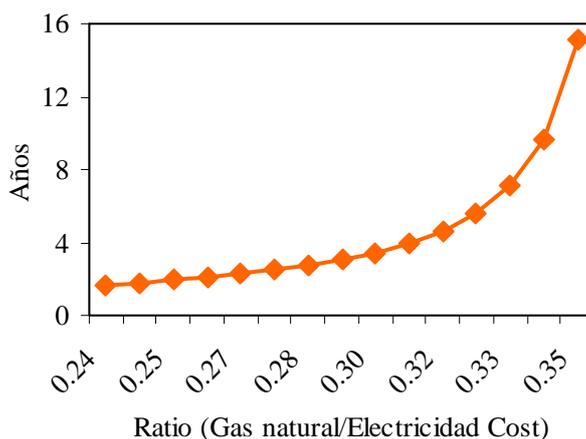


Figura 5.13. Impacto de la relación de costo Ga Natural/Electricidad sobre el tiempo de retorno de inversión.

5.3.2.5. Análisis de ciclo de vida, LCC

Los costos de inversión y operación usados para el análisis de ciclo de vida son los mismos usados en el análisis del retorno de la inversión. La Tabla 5.10 muestra los valores del análisis usando el *LCC*. En la Figura 5.14 se presentan los costos de energía (en cientos de euros) en función de un período de 15 años. La línea azul representa el sistema convencional de refrigeración indirecta de cascada y la línea roja representa el sistema de trigeneración para la opción 4 (Enfriadora de absorción: 2 ARS, trabajando a carga parcial). Como se puede observar el sistema convencional tienen un costo de energía alrededor de 1,943,000 € en más de 15 años y el sistema de trigeneración un costo alrededor de 1,830,000 € en el mismo período de tiempo.

Tabla 5.10. Datos para calcular el LCC

Datos	
Rata de interés, (%)	6
Años considerados (<i>n</i>)	15
Precio de compra de la electricidad (€/kWh _i)	0,117
Precio de compra de combustible, (€/kWh)	0,041
Precio de venta de la electricidad, (€/kWh)	0,130
Incremento del costo, (%)	3

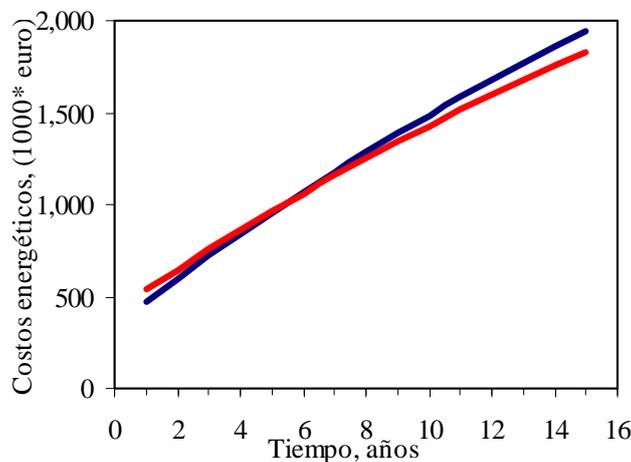


Figura 5.14. Variación de los costos de energéticos (LCC) para el sistema convencional (Línea azul) y el sistema de trigeneración (Línea roja).

5.3.2.6. Análisis de emisiones de CO₂

La Tabla 5.11 presenta las emisiones de CO₂ totales para la configuración de trigeneración (474.7 Tons CO₂) y para el sistema convencional (497.4 tons CO₂) usando un factor de emisiones para el gas natural de 0.2 Ton CO₂/MWh y

0.455 Tons CO_2 /MWh para la electricidad. Este sistema en comparación con el sistema convencional, ahorra alrededor de 22.7 Tons CO_2 /año

Tabla 5.11. Emisiones totales de CO_2 de la configuración de trigeneración

Trigeneración + sistema de refrigeración indirecto de cascada absorción/compresión	Consumo	Tons CO_2 /MWh Emission factors Spain	Emisiones tons CO_2
Consumo de gas natural gas de la configuración de trigeneración, (MWh)	3,109.8	0.2	621.9
Consumo de has natural de la caldera, (MWh)	38.9	0.2	7.7
Consumo eléctrico del supermercado, (MWh)	710.7	0.455	323.3
Producción de electricidad, (MWh)	-1,051.2	0.455	- 478.2
Emisiones Totales de CO_2 (Ton CO_2)			474.7
Natural gas consumption boiler, (MWh)	76.6	0.2	15.3
Consumo de electricidad, (MWh)	1,059.6	0.455	482.1
Emisiones totales (Ton CO_2)			497.4

5.4. CONCLUSIONES

En esta aplicación ha sido presentada la integración de una configuración de trigeneración con un sistema indirecto de refrigeración en cascada para supermercados. La configuración de trigeneración ha sido integrada con un sistema de compresión de vapor para proveer electricidad, calor y refrigeración requerida en las cabinas de baja y media temperatura en un supermercado en Barcelona, España.

El dimensionamiento de la configuración de trigeneración fue realizada utilizando la curva monótona de demanda obtenida a partir de un programa de simulación llamada Cybermart. En el estudio se utilizaron diferentes estrategias de operación para el sistema de trigeneración y distintos niveles de carga del motor (100, 75, 50 %) y la carga de refrigeración de las enfriadoras por absorción. También se realizó un análisis económico usando el período de retorno donde se obtuvo un tiempo de 4.6 años en la mejor opción de funcionamiento. Igualmente en el análisis de ciclo de vida en un período de 15 años, los costos del sistema convencional fueron alrededor de 1,943,000 € para el sistema convencional y alrededor de 1,830,000 € para el sistema de trigeneración. Estos resultados económicos son, sin embargo, dependientes de los subsidios para la promoción de venta de electricidad a la red. En el caso de las emisiones de CO_2 , se obtuvo un valor de 22.7 Tons CO_2 en comparación con un sistema convencional.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 CONCLUSIONES GENERALES

La integración de equipos de cogeneración y de refrigeración por absorción da lugar a muy diversas configuraciones de trigeneración. En esta tesis se han analizado configuraciones de trigeneración a partir de una microturbina de gas, de un motor de combustión interna y de una pila de combustible seleccionadas especialmente para su uso en edificios. Estos equipos de cogeneración fueron modelados a través de correlaciones obtenidas a partir de los datos experimentales de su funcionamiento. Los resultados de las correlaciones han sido utilizados como datos de entrada en distintos modelos termodinámicos de enfriadoras de agua por absorción con el fin de obtener sus prestaciones y evaluarlas energéticamente.

Las tres configuraciones analizadas con la microturbina han sido las siguientes: dos de ellas formadas con enfriadoras por absorción de simple efecto (básicas) y una con enfriadoras de doble efecto (avanzadas). Estas configuraciones al estar formadas por el mismo equipo de cogeneración producen 28 kW_e, consumiendo 115.3 kW de gas natural al 100 % de carga de la microturbina. Las prestaciones que marcan las diferencias entre una u otra radican en el calor adicional disponible para otras aplicaciones (Q_{CHP}) y la potencia frigorífica (Q_e) que producen.

En la configuración de trigeneración MGT+SE H₂O/LiBr, los gases de escape de la microturbina de gas son usados en un intercambiador de calor intermedio para producir agua caliente y activar así una enfriadora de agua por absorción de simple efecto. Cuando la microturbina funciona al 100 % de carga, el valor del calor adicional disponible para otras aplicaciones es de alrededor de 1.6 kW y la potencia frigorífica de 46.2 kW. Este valor del calor adicional es muy pequeño para usarse en otras aplicaciones térmicas. Por su parte, en la configuración de trigeneración MGT+SE NH₃/H₂O, la potencia térmica adicional obtenida fue de 46.4 kW con una producción frigorífica de 12 kW. El máximo rendimiento eléctrico alcanzado en estas dos configuraciones fue del 24 %. De estas dos configuraciones la principal diferencia está en la cantidad de calor que se utiliza para la producción de frío, lo que determina el calor adicional disponible para otras aplicaciones. En la configuración avanzada formada por la microturbina de gas y una enfriadora de doble efecto, la producción frigorífica obtenida al 100 % de carga fue de 51 kW. Este valor es más elevado que en las anteriores configuraciones. También, el calor adicional obtenido es solo de un 50 % menos que el obtenido por la configuración MGT+SE NH₃/H₂O.

Con el motor de combustión interna se han considerado cuatro configuraciones, dos de ellas básicas y dos avanzadas. La potencia eléctrica y el consumo de combustible de estas configuraciones funcionando al 100 % de carga del motor fue de 117.2 kW_e y 355.2 kW respectivamente. Las configuraciones de mayor potencia frigorífica fueron la configuración formada con la enfriadora de simple/doble efecto MCI+SE/DE H₂O/LiBr, seguida por la configuración formada por la enfriadora de agua por absorción activada en serie por los gases de escape y el agua caliente procedente de las camisas del motor MCI+SE H₂O/LiBr, S, obteniendo unos valores de 149.4 y 136.6 kW. En la configuración formada por el motor de combustión interna y la enfriadora de agua por absorción de doble efecto, MCI+DE H₂O/LiBr la potencia frigorífica es menor que en las dos anteriores, sin embargo presenta la ventaja de una potencia frigorífica más alta que la configuración formada con la enfriadora de Simple efecto, MCI+SE H₂O/LiBr y se obtiene un calor residual a una temperatura en que los gases de escape pueden ser usados para aplicaciones adicionales.

La configuración formada con la pila de combustible y la enfriadora de simple efecto FC+SE H₂O/LiBr presentó las siguientes prestaciones: potencia eléctrica de 5.6 kW_e, potencia frigorífica de 4.8 kW. Con esta configuración se utilizó todo el calor residual, para la producción frigorífica y no se obtuvo calor adicional para otros usos.

La evaluación energética de las configuraciones de trigeneración, se realizó basándose en distintos indicadores como los son: Rendimientos globales, relación Frío/Combustible, Calor/Combustible y Electricidad/Combustible, *TPES*, ahorro de emisiones y eficiencia exergética. Estos indicadores fueron calculados en función de la fracción de calor (α). Se observó que a fracciones de calor para absorción más altas el ahorro de energía primaria y de emisiones disminuye. Por lo que atendiendo a este

indicador el porcentaje de calor destinado a absorción debe ser pequeño en comparación con el calor total del sistema de cogeneración.

Con la evaluación energética de las configuraciones, se determinó que las configuraciones formadas a partir del motor, que tienen un mayor ahorro de energía primaria (*TPES*), son las formadas con la enfriadora por absorción de doble efecto MCI+DE H₂O/LiBr, como también el motor con la enfriadora de simple/doble efecto MCI+SE/DE H₂O/LiBr obteniendo un *TPES* alrededor del 28.7 y del 20 % en comparación con un sistema convencional, en un escenario de baja eficiencia.

En las configuraciones conformadas con la microturbina de gas MGT+DE H₂O/LiBr y MGT+SE NH₃/ H₂O los resultados fueron similares: un 15.9 % para la configuración avanzada y un 14.6 % para la configuración básica. Por lo que respecta a la relación frío/combustible, las configuraciones de trigeneración formadas con el motor, la que presentó un valor más alto fue la configuración avanzada MCI+SE/DE H₂O/LiBr con una relación de 0.42. Por su parte, de las configuraciones formadas con la microturbina de gas la de mayor relación frío/combustible fue la configuración MGT+DE H₂O/LiBr presentando una relación de 0.44. Los resultados de ahorro de energía primaria obtenidos con la pila, presentan valores negativos del *TPES*.

En base a los resultados obtenidos en los indicadores de *TPES*, se puede concluir que las configuraciones que son energéticamente más convenientes son las formadas por: Microturbinas de gas y doble efecto MGT+DE H₂O/LiBr, motores y doble efecto MCI+DE H₂O/LiBr, con unos valores de *TPES* 15.9 y 28.7 % y una valores de eficiencia exergetica de 0.28 y 0.38. La relación Calor/Combustible en la configuración MCI+DE H₂O/LiBr, es la más elevada de las configuraciones formadas con el motor. En la configuración MGT+DE H₂O/LiBr la relación Calor/Combustible es la segunda más elevada de las configuraciones formadas con la microturbina con un valor de 0.20. Las configuración de trigeneración formada por el motor y enfriadora de simple/doble efecto MCI+SE/DE H₂O/LiBr, aumenta considerablemente la producción frigorífica, la relación Frío/Combustible de 0.42 y con un valor de *TPES* de 20.5% en el escenario de baja eficiencia.

En el caso de las configuraciones básicas, la configuración formada con el motor y la enfriadora activada en serie por los gases y las camisas, también se presenta como una buena opción para obtener mayor potencia frigorífica, pero el valor del *TPES* disminuye un poco, por lo que la mayor parte del calor es usado para producir frío. Esta configuración presento un valor de *TPES* de 11.3 % en el escenario de baja eficiencia.

En las configuraciones de trigeneración, al tener calor adicional para otros usos, favorece el ahorro de energía primaria en comparación con sistemas convencionales. Por lo que se debe intentar dimensionar las enfriadoras de agua por absorción y el sistema de cogeneración de forma adecuada. Este comportamiento se apreció en el análisis realizado para las fracciones de calor de 0.25, 0.50, 0.75 y 1. En el caso de la

configuración MCI+DE H₂O/LiBr, el valor del *TPES* es de 3.8 % con una fracción de calor de 0.25 y un valor de -16.2 % para una fracción de 1, en el escenario de alta eficiencia.

Para estudiar la aplicabilidad de estas configuraciones en un caso concreto, se ha calculado la viabilidad de una de estas configuraciones formada por el motor de combustión y enfriadora de simple efecto activada en serie por los gases de escape y el agua caliente del motor.

En el caso de estudio, se integró una configuración de trigeneración en cascada con un sistema de compresión de vapor para proveer electricidad, calor y refrigeración requerida en las cabinas de baja y media temperatura en un supermercado en Barcelona, (España). El dimensionamiento de la configuración de trigeneración fue realizado utilizando la curva monótona de demanda, calculada mediante el programa de simulación Cybermart [155]. En el estudio se utilizaron diferentes estrategias de operación para el sistema de trigeneración y distintos niveles de carga del motor (100, 75, 50 %) y la carga de refrigeración de las enfriadoras por absorción de 100 kW.

La configuración de trigeneración consistió en un motor de combustión interna y dos enfriadoras de agua por absorción. Estas enfriadoras son activadas por un circuito de agua caliente calentado en serie por los gases de escape y por el agua de las camisas del motor. La potencia frigorífica de las enfriadoras por absorción es usada para disipar el calor en el condensador de la enfriadora por compresión de las cabinas de baja temperatura y para suministrar el frío a las cabinas de media temperatura del supermercado. La suma de la capacidad frigorífica de la cabina media temperatura y el calor disipado en el condensador del sistema de compresión de baja temperatura es igual a la demanda total de refrigeración de las cabinas que hay que satisfacer

También se realizó el análisis económico usando el período de retorno donde se obtuvo un tiempo de 4.6 años en la mejor opción de funcionamiento. Igualmente en el análisis de ciclo de costos en un período de 15 años, los costos del sistema convencional fueron alrededor de 1.943,000 € para el sistema convencional y alrededor de 1.830,000 € para el sistema de trigeneración. Estos resultados económicos son, sin embargo, dependientes de las ayudas para la promoción de venta de electricidad a la red. En el caso de las emisiones de CO₂, se obtuvo un ahorro de 22.7 Tons CO₂ en comparación con un sistema convencional. Este estudio revela que las configuraciones de trigeneración avanzadas (activación directa o simultánea) permiten obtener valores más elevados eficiencia y prestaciones, que las configuraciones de trigeneración básicas.

6.2. TRABAJOS FUTUROS

Como continuación del presente trabajo, se prevén las siguientes líneas de trabajo en el campo de la trigeneración en edificios:

- Estudio de aspectos relacionados con el control y estrategias de operación, con el fin de maximizar las eficiencias globales e impactar en la disminución de los costes de mantenimiento y operación.
- Simulación anual usando herramientas del TRNSYS con información de edificios e integrarlos con distintos tipos de configuraciones de trigeneración, con el fin de analizar los aspectos de la ocupación, condiciones climáticas y beneficios económicos.
- Estudio energético y económico de configuraciones de trigeneración, usando diferentes combustibles provenientes de fuentes renovables, como el biogas.
- Integrar configuraciones de trigeneración con diferentes sistemas convencionales en otros tipos de edificios, para la generación de frío, calor, refrigeración y electricidad.

6.3. CONCLUSIONS

The integration of cogeneration equipment with absorption refrigeration systems can result in variety of trigeneration configurations. In this thesis, different trigeneration configurations were analyzed using a gas micro turbine, an internal combustion engine and a fuel cell. The equipment was selected specially for the use in buildings. Cogeneration units were modelled using the correlations obtained from the experimental data in different operation conditions. The results obtained by the correlations were then used as the inputs for the thermodynamic models of different absorption chillers with final goal to obtain the performance and the energy evaluation of each trigeneration configuration.

Three trigeneration configurations were analyzed using the micro gas turbine. The first two use single effect absorption chillers (basic configurations) and the third uses a double effect absorption chiller (advanced). The gas micro turbine used for both configurations produce 28 kW_e with 115.3 kW of the gas consumption, operating at full load. However, the differences are reflected in the amount of additional residual heat Q_{CHP} and cooling output Q_c .

The configuration with the H₂O/LiBr single effect absorption chiller MGT+SE H₂O/LiBr operated at full load, the additional residual heat for other applications was 1.6 kW while the cooling output was 46.2 kW. The value of the additional residual heat is too low to be used in other thermal application. In the

configuration with single effect ammonia-water absorption chiller MGT+SE NH₃/H₂O, the additional residual heat was much higher, around 46 kW with cooling output of 12 kW. The highest electrical efficiency obtained in these two configurations was 24 %. The main difference between the configurations is the amount of heat used to drive absorption chiller which, in turn, directly affects the amount of additional heat for other use. In the advanced configuration with gas micro turbine and double effect absorption chiller, also operating at full load, the obtained cooling output was 51 kW. This value is higher than in previous two configurations. Also, the additional residual heat is approximately 50 % lower than in configuration with MGT+NH₃/H₂O single effect absorption chiller.

Two basic and two advanced configurations were analyzed in the case when internal combustion engine was used as cogeneration unit. At full load, the produced electric power and gas consumption of the engine were 117.2 kW_e and 355.2 kW, respectively. The highest cooling output was obtained in the configuration with the double/single effect absorption chiller MCI+SE/DE H₂O/LiBr, followed by the configuration with the absorption chiller with the heat recovered from the water jacket and the flue gases of the engine MCI+SE H₂O/LiBr, S. These values were 149.4 and 136.6 kW, respectively. In the configuration where internal combustion engine was coupled with double effect absorption chiller MCI+DE H₂O/LiBr, the cooling output was lower than in previous two, but higher than in the configuration with single effect absorption chiller MCI+SE H₂O/LiBr. Also, the additional residual heat is higher and can be used for other purposes.

The configuration with the fuel cell and the single effect absorption chiller FC+SE H₂O/LiBr showed the following values at full load: electric power of 5.6 kW_e and cooling output of 4.8 kW. The total residual heat was used to produce cooling, therefore no additional residual heat was left.

The energy evaluation of the trigeneration configurations was performed based on different indicators such as: Global efficiency, cooling output/fuel ratio, heating output /fuel ratio, electricity//fuel ratio, trigeneration primary energy savings (TPES), CO₂ emission savings and exergetic efficiency. These indicators were calculated as a function of the heat to-cooling dispatch fraction (α). The results showed that the primary energy savings and the CO₂ emission decrease as the α value increases. With respect to this indicator the percentage of the heat for the absorption chiller supply should be small in comparison to the total heat of the cogeneration system.

The energy evaluation of the advanced configurations when the internal engine was used as cogeneration unit showed that the configurations with the double effect absorption chiller (MCI+DE H₂O/LiBr) and with the double/single effect absorption chiller (MCI+SE/DE H₂O/LiBr) have a higher primary energy savings than the basic configurations. In the low efficiency scenario, when compared with an conventional

system, this savings were around 28.7 % for (MCI+DE H₂O/LiBr) configuration and around 20 % for (MCI+SE/DE H₂O/LiBr) configuration.

In the configurations with gas micro turbine, (MGT+DE H₂O/LiBr) y (MGT+SE NH₃/H₂O), the results were in close agreement. Around 15.9 % for the advanced configuration and around 14.6 % for the basic configuration. The energy analysis was carried out with respect to the ratio cooling output/fuel. Among the configurations with the internal combustion engine, the highest value was found in the case of the advanced MCI+SE/DE H₂O/LiBr configuration with a ratio of 0.42. The highest obtained ratio cooling output/fuel among the configurations with gas micro turbine was 0.44 in the case of MGT+DE H₂O/LiBr configuration. The primary energy savings indicator TPES obtained with fuel cell showed negative value.

The obtained results show that from the energetic point of view the most convenient configurations are the ones designed with the gas micro turbine, internal combustion engine and double effect absorption chiller. The TPES values for MGT+DE H₂O/LiBr and MCI+DE H₂O/LiBr configurations were 15.9 and 28.7 % with exergetic efficiency of 0.28 and 0.38, respectively. The heating output/fuel ratio in the configuration with gas micro turbine was higher than in the configurations with internal combustion engine. In the configuration MGT+DE H₂O/LiBr heating output/fuel ratio is the second highest ratio within all the configurations with gas micro turbine with a value equal to 0.2. The configurations with internal combustion engine and double/single absorption chiller considerably increase the cooling production, having at the same time very good energy indicators (cooling output/fuel ratio equal 0.42 and TPES equal to 20.5 % in low efficiency scenario).

The basic configuration with internal combustion engine and the absorption chiller with the heat recovered from the water jacket and the flue gases of the engine also can be a good option to obtain higher cooling output, but the primary energy savings will be reduced since the major part of the heat is used for cooling production. The TPES calculated value for this configuration was 11.3% using the low efficiency scenario.

The availability of additional residual heat in trigeneration systems goes in favour of primary energy savings. This is the reason why the absorption chillers and cogeneration system have to be properly sized. This can be seen using the analysis with different heat to-cooling dispatch fractions ($\alpha=0.25, 0.50, 0.75$ and 1). In the case of MCI+DE H₂O/LiBr configuration, the TPES value was 3.8 % for α equal to 0.25 and TPES was -16.2 % for α equal to 1, using the high efficiency scenario.

Also, in this thesis it has been presented that the integration of a trigeneration system with an indirect refrigeration cascade system for efficient energy usage in a supermarket. This trigeneration configuration has been integrated with a vapour compression system to provide the electricity, heating and refrigeration capacity required by low and medium cabinets in a supermarket in Barcelona (Spain). This

configuration uses an absorption chiller to cool the medium temperature cabinet and the condenser of the low temperature cabinet. The sum of the medium temperature cabinet capacity and the heat released in the condenser of the low temperature chiller is the refrigeration demand for the absorption chiller

The size of the trigeneration system was selected using the cumulative curve generated by the CyberMart simulation program [155]. Various operating strategies for the trigeneration system were investigated by varying the MCI load (100, 75 and 50%) and the absorption chillers load.

An economic analysis was performed using the payback method and the best options showed a return of investment of 4.6 years. The life cycle cost for a fifteenyear period was calculated to be around 1,943,000 euros for the conventional system and around 1,830,000 euros for the trigeneration system. These economic results are, however, dependent on the subsidies for electricity sold to the grid. In Spain, subsidies are currently given to promote efficient cogeneration in Spain. In comparison to the conventional indirect cascade refrigeration system, the environmental analysis of the trigeneration system shows CO₂ emission savings in the order of 22.7 tons CO₂.

REFERENCIAS

- [1] *Statistical Review of World Energy 2010* [Internet] (2010). BP Worldwide historic data. [Última consulta 3/05/2011] Disponible en:
<http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>
- [2] *La energía en España* [Internet] (2009). Madrid, España: Gobierno de España. Ministerio de industria, turismo y comercio. Secretaría general técnica. División de información, documentación y publicaciones centro de publicaciones. [Última consulta 3/03/2011] Disponible en:
www.mityc.es/energía/balances/.../Libros Energia/Energia_2009.pdf.
- [3] *El sistema eléctrico Español. Avance del informe 2010* [Internet] (2010). Madrid, España: Red Eléctrica de España. [Última consulta 03/05/2010] Disponible en:
http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/Avance REE 2010.pdf.
- [4] *Análisis del potencial de cogeneración de alta eficiencia en España 2010-2015 -2020* [Internet] (2010). Madrid, España: Ministerio de Industria Turismo y Comercio. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. [Última consulta 15/01/2011] Diponible en:
http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_Informe_Potencial_Cogeneracion_en_Espana_7083bc9d.pdf
- [5] *Promoting Energy Efficiency Investments. Case Studies in the Residential Sector* [Internet] (2008). Paris, Francia: International Energy Agency y Agence Française de développement. [Última consulta 11/12/2010] Disponible en:
<http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2008/PromotingEE2008.pdf>
- [6] *ASHRAE Handbook HVAC-Systems and Equipment* (2008). Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, Inc.
- [7] Rosen, M. A., M. N. Le. y Dincer I. (2005). Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 25(1),: 147-159.
- [8] Chicco, G. y Mancarella, P. (2009). Matrix modelling of small-scale trigeneration systems and application to operational optimization. *ENERGY*, 34(3): 261-273.
- [9]. Ramsay, B. (2^a Ed.) [Internet] (2001). *EDUCOGEN. The European educational tool on cogeneration*. Dundee, Escocia: The European Association for the Promotion of cogeneration. [Última consulta 27/11/2010] Diponible en:

http://www.energymanagertraining.com/CHPMaterial/13-V-EDUCOGEN_Publishable_Report.pdf

[10] Guo, W. (2009). The state-of-the art of tri-generation and its application in tertiary sector. Italy: Institute for Promotion of Innovative Technologies.

[11] *Combined Heat and Power. Evaluating the benefits of greater global investment* [Internet] (2008). Paris, Francia: International Energy Agency (IEA). [Última consulta 15/11/2010] Disponible en: http://www.iea.org/papers/2008/chp_report.pdf

[12] *TRIGEMED. Promotion of tri-generation technologies in the tertiary sector in Mediterranean countries (Greece, Italy, Spain, Portugal)*, [Internet] (2003). Portugal: Agência para a Energia. [Última consulta 15/11/2010] Disponible en: <http://www.managenergy.net/download/nr128.pdf>

[13] Barrett, S., (1998). The political economy of the Kyoto Protocol. *OXFORD REVIEW OF ECONOMIC POLICY*, 14: 20–39.

[14] Directiva 2004/8/ec de The European Parliament and of the Council (2004). The promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending Directive 92/42/EEC. *OFFICIAL JOURNAL OF THE EUROPEAN UNION*, 52: 50-60.

[15] Normativa Espanola. REAL DECRETO 616/2007 de 11 de mayo, sobre fomento de la cogeneraci3n, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, BOE núm. 114, 12 de mayo, 2007.

[16] Normativa Espanola. REAL DECRETO 661/2007 de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producci3n de energía eléctrica en régimen especial, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, BOE núm. 126, 26 de mayo, 2007.

[17] Thomas, B. (2008). Benchmark testing of Micro-CHP units. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 28: 2049–2054.

[18] Peters, B. y Dielmann K. (2002). Capstone Microturbines: experiences with different gaseous and liquid fuels. En *Workshop on Energy Efficiency and Emissions Reduction with MicroGas Turbines-Technology and Operating Experience*. Tarragona, España.

[19] Bruno, J. C., Massagues Ll. y Coronas A. (2003). Power quality and air emission tests in a microgas turbine cogeneration plant. En *Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality (ICREPO'03)*. Vigo, España.

- [20] Pilavachi, P. A. (2007). Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 27(1): 100-110.
- [21] NASA PS304 Lubricant Tested in World's First Commercial Oil-Free Gas Turbine [Internet]. North America Spacial Agency [Última consulta 03/04/2011] disponible en: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/RT2002/5000/5960weaver.html>
- [22] Orlando, J. A. (1996). *Cogeneration design guide*. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, Inc.
- [23] *Reciprocating Engines* [Internet] World Alliance for Decentralized Energy. [Última consulta 02/05/2011] Disponible en: http://www.localpower.org/deb_tech_re.html
- [24] *Technology characterization: reciprocating engines* [Internet] (2008). Washington, USA: Environment Protection Agency. [Última consulta 12/03/2011] Disponible en: http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_reciprocating_engines.pdf
- [25] *Blockheizkraftwerksmodul EWF 17 S Kompletmodul für den Betrieb mit Erdgas, und Flüssiggas* [Internet] (2010). Westenfeld, Alemania: Energieanlagenbau Westenfeld GmbH (EAW). [Última consulta 17/04/2011] Disponible en: http://eaw-energieanlagenbau.de/button_erd/TechnBeschr_EWF17S.pdf
- [26] *U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Hydrogen, Fuel Cells & Infrastructure Technologies Program, 2003* [Internet] (2003). National Renewable Energy Laboratory, [Última consulta 08/05/2011] Disponible en: <http://www.nrel.gov/programs/hydrogen.html>
- [27] *U.S. Department of Energy, Hydrogen, Fuel Cells & Infrastructure Technologies. Program, 2005*, [Internet] (2005). National Renewable Energy Laboratory [Última consulta 08/05/2011] Disponible en: <http://www.nrel.gov/programs/hydrogen.html>
- [28] San Martín, J. I., Zamora, I., San Martín, J. J., Aperribay, V. y Eguia P. (2010). Hybrid fuel cells technologies for electrical microgrids Review. *ELECTRIC POWER SYSTEMS RESEARCH*, 80 (9): 993-1005.
- [29] Kongtragool, B. y Wongwises, S (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines Review. *RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS*, 7(2): 131-154.

- [30] Bowman, L. (2001). Small modular power development at External Power, LLC: Residential and small commercial Stirling cogeneration systems. En *Fifth International Biomass Congress of the Americas*. Orlando, USA.
- [31] Srihirin P., Aphornratana S. y Chungpaibulpatana S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS*, 5(4): 343-372.
- [32] Gluesenkamp, K., Radermacher, R. y Hwang, Y. (2011). High efficiency trigeneration systems for buildings. En *2nd European Conference on Polygeneration*. Tarragona, Espana.
- [33] Minciuc E., Le Corre O., Athanasovici V. y Tazerout M. (2003). Fuel savings and CO₂ emissions for tri-generation systems. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 23(11): 1333–1346.
- [34] Herold K.E., Radermacher, R., y Klein, S. (1996). *Absorption Chillers and Heat Pumps*. New York, USA: CRC Press Taylor and Francis Group.
- [35] Kren, C., Schweigler, C. y Ziegler, F. (2002). Efficient LiBr Absorption Chillers for the European Air Conditioning Market, En *International Sorption Heat Pump Conference*. Shanghai, China.
- [36] Lemmens, J. J. M., Overdiep, J. J., Bos, K. H. y Bartholomeus P. M. G. (2006) Demonstration of capstone microturbines including high efficiency heat exchanger, gas safeguard module and natural gas compressor, developed by gasunie engineering & technology. En *23rd World Gas Conference*. Amsterdam, Holanda.
- [37] Kren, C., Schweigler, C. y Ziegler, F. (2005). Heat Transfer characteristics in flue gas fired regenerators of water/lithium bromide absorption chillers. En *International Sorption Heat Pump Conference*. Denver, USA.
- [38] Sparber, B., Napolitano, A., Eckert G. y Preisler A. State of the art on existing solar heating and cooling systems. A technical report of subtask [Internet] (2009). En *38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration*. Bolzano, Italia: Solar heating and cooling programme. International Energy Agency. [Última consulta 16/04/2010] Disponible en: http://www.iea-shc.org/publications/downloads/Report_B1_final.pdf
- [39] Marimón, M. A., Labus, J. y Coronas, A. (2009). Análisis de los datos experimentales de una enfriadora de agua por absorción de LiBr de pequeña potencia. En *Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*. Córdoba, España.

- [40] Zaltash, A., Petrov, A., Goodnack, D., Linkous, R., Vineyard, E. y Egilegor, B. (2007). Performance Evaluation of a 4.5 kW (1.3 Refrigeration Tons) Air-Cooled Lithium Bromide/Water Hot-Water-Fired Absorption Unit. En *International Mechanical Engineering Congress and Exposition (ASME)*. Puebla, Mexico.
- [41] *Refrigeración por absorción 10kW Características técnicas* [Internet]. Sonnenklima, [Última consulta 30/01/2011] Disponible en:
http://www.sonnenklima.de/download/Technisches_Datenblatt_suninverse.pdf
- [42] *Water Fired Single-Effect Chillers and Chiller-Heaters. Specification* [Internet]. Yazaki Energy Systems, Inc. [Última consulta 30/01/2011] Disponible en:
<http://www.yazakienergy.com/waterfiredspecifications.htm>
- [43] *Plantas enfriadoras de agua por ciclo de absorción con solución de bromuro de litio y agua accionadas por agua caliente. Características técnicas* [Internet]. Absorsistem Ecología en frío: Thermax. [Última consulta 30/01/2011] Disponible en:
<http://www.absorsistem.com/index.php/Thermax/Introduccion-Thermax.html>
- [44] *AbsorptionsKälte Technical data* [Internet]. Energieanlagenbau Westenfeld GmbH (EAW). [Última consulta 30/01/2011] Disponible en:
http://www.eaw-energieanlagenbau.de/absorptionskaelte-wegracal-rubrik_3.php
- [45] Safarik, M., Richter, L., Möckel, F. y Kretschmar S. (2005). Performance data of a small capacity absorption chiller. En *International Conference Solar Air Conditioning, OTTI*. Bad Staffelstein, Germany.
- [46] Safarik, M., Richter, L., Thomas, C. y Otto M. (2007). Results of monitoring the EAW SE 15 absorption chiller in solar cooling installations En *International Conference Solar Air Conditioning, OTTI*. Tarragona, Spain.
- [47] *Specifications of Micro Non-electric Air Con Technical data* [Internet]. Broad Air conditioning. [Última consulta 30/01/2011] Disponible en:
<http://www.broadinfo.hu/solar/solar.pdf>.
- [48] Jakob, U., Spiegel, K. Y Pink, W. (2008). Development and experimental investigation of a novel 10 kW Ammonia/water absorption chiller CHILLI PSC. For air conditioning and refrigeration system. En *9th International IEA Heat Pump Conference*. Zürich, Switzerland.

[49] Marim3n, M. A., Bruno, J.C. y Coronas A.(2010). Experimental and theoretical performance analysis of a small scale absorption chiller. En *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology*. Estocolmo, Suecia.

[50] *Chillii ACC50-Absorption Chiller.Technical data. AGO Congelo* [Internet]. SolarNext AG. [3ltima consulta 30/01/2011] Disponible en: http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/080610_chillii_ACC50_e.pdf

[51] *PRO GA Line ACF-RTCF Series TK, HT, LB Version. Technical form* [Internet]. Robur. [3ltima consulta 30/01/2011] Disponible en: <http://www.robur.com/products/solutions/pro-ga-line-acf-rtcf-series-tk-ht-lb-version/technical-form.html>

[52] Maidment G. G. y Tozer R. M. (2002). Combined cooling heat and power in supermarkets. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 22(6): 653–665.

[53] Chicco G. y Mancarella P. (2006). From cogeneration to trigeneration: profitable alternatives in a competitive market. *IEEE TRANSACTIONS ON ENERGY CONVERSION*, 21(1): 265–272.

[54] Wang, R. Z., Kong, X. Q., Wu, J. Y., Huang Fu, Y. y Wu, D. W. (2005). Performance research of a micro CCHP system with adsorption chiller. En *International sorption heat pump conference*. Denver, USA.

[55] Wu JY, Huangfu Y, Wang RZ, Xia ZZ. (2011). Study of a movable combined cooling, heating and power system. En: *The 22nd IIR international congress of refrigeration*, Shanghai, China; 2007.

[56] *Polygeneration with advanced Small and Medium scale thermally driven Air-conditioning and refrigeration Technology* [Internet]. Polysmart project. [3ltima consulta 30/01/2011] Disponible en: http://www.polysmart.org/cms/front_content.php?idcat=141

[57] Seifer P (2000). Rational supply of power, heat and cooling in buildings demonstrated in a hospital in Dresden. En *WSEAS Transactions on Environment and development*: DBI Gasund Umwelttechnik GmbH, Final Technical Report, Project No. BU/0065/97).

[58] Bizarri G. (2006). On the size effect in pasfc grid-connected plant. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 26(10): 1001-1007.

[59] Weber C., Koyama M. y Kraines S (2006). CO₂-emissions reduction potential and costs of a decentralized energy system for providing electricity, cooling and heating in an office-building in Tokyo. *ENERGY*, 31: 3041-3061.

- [60] Darwish, M.A. (2007). Building air conditioning system using fuel cell: case study for Kuwait. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 27: 869-876.
- [61] Jalalzadeh-Azar AA (2003). A parametric analysis of a grid-independent bchp system-focusing on impact of technological advancements. *ASHRAE TRANSACTIONS* , 109(2^a parte): 69-78.
- [62] Fairchild P. D., Labinov S. D., Zaltash A. y Rizy D. T.(vol. 41) (2001). Experimental and theoretical study of microturbine-based bchp system. En *AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, ADVANCED ENERGY SYSTEMS DIVISION* (pp 179-190). New York, USA: AES Publication.
- [63] Labinov S. D., Rizy D. T., Fairchild P. D., DeVault R. C., Vineyard E. A. y Zaltash A. (2002). Predictive algorithms for microturbine performance for bchp systems. *ASHRAE TRANSACTIONS*, 108(2^a parte): 670–681.
- [64] Tassou S. A., Chaer I., Sugiarta N., Ge Y-T y Marriott D (2007). Application of tri-generation systems to the food retail industry. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 48(11): 2988–2995.
- [65] Bruno J. C., Ortega-Lopez V. y Coronas A. (2009). Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: case study of a sewage treatment plant. *APPLIED ENERGY*, 86(6): 837–847.
- [66] Crever-URV. Deliverable 1.1 Report on energy efficiency and Renewable Energy system planning and Recommendations for their successful application. FP6 TREN/05FP6EN/S07.43964/513481- Policy. Mayo 2006.
- [67] Deng, J., Wang, R. Z. y Hanb, G. Y. (2011). A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. *PROGRESS IN ENERGY AND COMBUSTION SCIENCE*, 37(2): 172-203.
- [68] Bruno J. C., Valero A. y Coronas A (2005). Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with postcombustion. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 25: 87–99.
- [69] Sun Z-G y Xie N-L. (2010). Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 30(10): 1242-1246.

[70] Pathakji, N., Dyer, J., Berry, J. B. y Gabel, S. (2005). Exhaust-driven absorption chiller-heater and reference designs advance the use of IES technology. En *International Sorption Heat Pump Conference*. Denver, USA.

[71] Marantan A. (2002). *Optimization of integrated micro-turbine and absorption chiller systems in CHP for buildings applications*. Tesis Doctoral, University of Maryland, USA.

[72] Garland, P. W. [Internet] (2003). *CHP for buildings integration: test centers at ORNL and University of Maryland*. Washinton, USA: Oak Ridge National Laboratory. [Última consulta 01/03/2011] Disponible en:
http://www.ornl.gov/sci/eere/PDFs/garland_seminar.pdf

[73] Banetta, S., Giglioli, R. y Paganucci, F. (2001). Set-up and testing of a combined heat and power (CHP) plant composed by a micro gas turbine and an absorption chiller/heater. En *Turbo Expo 2001 (ASME)*. New Orleans, USA.

[74] Banetta, S. y Barsali S. (2003). A test facility for distributed cogeneration: experiences on a microturbine and chiller based plant. En *17th International Conference on Electricity Distribution*. Barcelona, España.

[75] Mori, A., Watanabe, S., Matsunaga, M., Machizawa, K. y Minowa, R. (1984). Absorption type refrigeration system. United States Patent, Patent No.: US 4,439,999.

[76] Plura, S., Kren, C. y Schweigler, C. (2005). System Concept for efficient and flexible Tri-Generation. En *International Sorption Heat Pump Conference*. Denver, USA.

[77] Plura, S., Kren, C. y Schweigler, C. (2006). Efficient and flexible tri-generation with two-stage absorption chiller. En *International Mechanical Engineering Congress and Exposition (ASME)*. Chicago, USA.

[78] Bruno, J. C., Valero, A. y Coronas, A. (2005). Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with postcombustion. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 25: 87–99.

[79] Badami, M., Casetti, A., Campanile, P. y Anzioso, F. (2007). Performance of an innovative 120 kW_e natural gas cogeneration system. *ENERGY*, 32: 823–833.

[80] Rosa, F., López, E., Briceño, Y., Sopena, D., Navarro, R. M., Alvarez-Galván, M. C., Fierro, J. L. G. y Bordons, C. (2006). Design of a diesel reformer coupled to a PEMFC. *CATALYSIS TODAY*, 116: 324–333.

- [81] Suryanarayana, N. V y Arici, Ö. (2003). *Design and simulation of thermal system*, New York, USA: Mc Graw Hill.
- [82] Verma, S. P. (2005). *Estadística básica para el manejo de datos experimentales: Aplicación en la Geoquímica (Geoquimiometría)*. México D.F, México: Universidad Nacional Autónoma de México D.F.
- [83] Ebdon, D. (2^a Ed)(1988). *Statistic in Geography*. Oxford, UK: Basic Blackwell.
- [84] *Technology characterization: microturbines* [Internet] (2002). Environmental Protection Agency. [Última consulta 04/04/2011] Disponible en: www.epa.gov.
- [85] Bruno, J.C., Massagués, Ll. Y Coronas, A. (2004). Stand-alone and grid-connected performance analysis of a regenerative micro gas turbine cogeneration plant. *JOURNAL OF POWER AND ENERGY*, 218: 15-22.
- [86] *Manual microturbina Capstone C30* [Internet]. Capstone Turbine Corporation. [Última consulta 04/05/2011] Disponible en: <http://www.capstoneturbine.com/>.
- [87] Capstone 30 [Internet] Especificaciones técnicas de la microturbina de gas Capstone C30 [Última consulta 10/03/2011] Disponible en: <http://www.micropowereurope.com/>.
- [88] Badami, M., Mura, M., Campanile, P. y Anzioso, F. (2008). Design and performance evaluation of an innovative small scale combined cycle cogeneration system. *ENERGY*, 33(8): 1264-1276.
- [89] Badami, M. y Portoraro, A. (2009). Performance analysis of an innovative small-scale trigeneration plant with liquid desiccant cooling system. *ENERGY AND BUILDINGS*, 41(11): 1195-1204.
- [90] Ortiga, J, Marimón, M. A, Bruno, J. C y Coronas, A. (2008). Integration of new Small scale sorption chillers with a PEM fuel cell of 5 kW. En *I Simposium Ibérico de Hidrógeno, Pilas de Combustible y Baterías Avanzadas*. Bilbao, Espana.
- [91] Homma, R., Nishiyama, N. y Wakimizu, H. (1994). Simulation and Experimental Research of Single-effect Absorption Refrigerators Driven by Waster Hot Water. En *International Heat Pump Asoprion Conference*. New Orleans, USA.
- [92] Kececiler A., Acar H., y Dogan A. (1999). Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 41(1): 37-48.

- [93] Gommed, K. y Grossman, G. (1990). Performance Analysis of Staged Absorption Heat Pumps: Water-LiBr Systems. *ASHRAE TRANSACTIONS*, 96(Parte 1): 1590-1598.
- [94] Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A. Ng, K.C. y Srinivasan, K. (2000). A general thermodynamic framework for understanding the behaviour of absorption chillers. *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION*, 23: 491-507.
- [95] Liao, X., Garland, P. y Radermacher, R. (2004). The modeling of air-cooled absorption chiller integration in chp system. En *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Anaheim, USA.
- [96] Alva, L. y Gonz3lez, J. (2002) Simulation of an Air-cooled Solar-assisted Absorption Air Conditioning System. *ASHRAE TRANSACTIONS*, 124: 54-64.
- [97] Sun, D. W. (1997). Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 17(3): 211-221.
- [98] Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A. y Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 44: 2483-2508.
- [99] de Vega, M., Almendros-Ibañez, J. A. y Ruiz G. (2006). Performance of a LiBr-water absorption chiller operating with plate heat exchangers. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 47 (18-19): 3393-3407.
- [100] Flamensbeck, M., Summerer, F., Riesch, P., Ziegler, F. y Alefeld, G. (1998). A cost-effective absorption chiller with plate heat-exchangers using water and hydroxides. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 18 (6): 413-425.
- [101] Perry, R.H y Green, D. W. (7^a Ed.) (1997). *Chemical Engineers' Handbook*. New York, USA: McGraw-Hill.
- [102] Martinez, P. J. y Pinazo, J. M. A method for design analysis of absorption machines. *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION*, 25(5): 634-639.
- [103] Figueredo, G. R., Bourouis, M. y Coronas, A. (2008). Thermodynamic modelling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 28(2-3): 211-217.

- [104] Yin, H., Qu, M. y Archer, D. H. (2010). Model based experimental performance analysis of a microscale LiBr–H₂O steam-driven double-effect absorption Chiller. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 30(13): 1741-1750.
- [105] Incropera, F.P. y DeWitt, D.P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New York, USA: John Wiley & Sons.
- [106] Wang, C., Zhen, L y Zhou, J. (1999) Enhancement of Heat and Mass Transfer in Lithium Bromide Falling Film Generator.” En *International Sorption Heat Pump Conference*. Munich, Alemania.
- [107] Kern, Q. D. (1950). Chapter 12: Condensation of single vapors. En *Process Heat Transfer* (pp. 252-312). New York, USA: McGraw-Hill Book Company
- [108] Chun, K. R. Y Seban, R. A. (1971). Heat transfer to evaporating liquid films. *JOURNAL HEAT TRANSFER*, 91: 391–396.
- [109] Cosenza, F. y Vliet, G. C. (1990). Absorption in falling water/LiBr films on horizontal tubes. *ASHRAE TRANSACTIONS*, 96(1): 693–701.
- [110] E. Podesser, J Pleitler, E. Meibner, S. Türschweller, P. Enzinger (2003), *Einsatz Von Sonnenenergieund Bioenergie zur Kühlung von vergärendem Weintraubensaft und zur Weinlagerraumkühlung*. Institut Für Energieforschung. Projekt Nr.:IEF-2001. GF.031-01. IEF-B-09/03.
- [111] Engineering Equation Solver, (EES) F-Chart Software [Internet]. F-Chart Software. [Última consulta 30/04/2001] Disponible en: www.fchart.com/ees/ees.shtml
- [112] Labus, J., Marimón, M. A. y Coronas, A. (2010). Experimental Evaluation of a Small Capacity H₂O-LiBr Absorption Heat Pump in Cooling and Heating Modes; *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*. *INTERNATIONAL JOURNAL OF AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION*, artículo aceptado.
- [113] Marimón M, Labus, J. Informe interno datos experimentales Rotartica 045 en banco de ensayos. Marzo 2009. CREVER, Universidad Rovira i Virgili.
- [114] Hwang, Y. (2004). Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller. *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION*, 27: 816–829.

- [115] Moya, M., Martínez, D., Marimón, M. A., Bruno, J. C. y Coronas, A. (2009). Modelling and experimental analysis of a trigeneration system with a microturbine and an indirect fired absorption chiller driven by exhaust gases. En *The Modelling and Simulation of energy Technology (SIM50)*. Fredericia, Denmark.
- [116] Osvaldo, J. V., Messias da Silva, C. y Maldonado, M.A. (2007). Análise teórica-Experimental de um Sistema de Cogeração Constituído a uma microturbina a gás e um chiller de absorção de vapor. En *IV Congresso Ibérico e II Congresso iberoamericano Ciências e Técnicas do Frio Porto*. Porto, Portugal.
- [117] Ryan, W. (2004), Driving Absorption Chillers Using Heat Recovery. *ASHRAE Journal*, 46 (9):S31.
- [118] Dorgan, C. B., Leight, S. P. Y Dorgan, C. E. (1995). *Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat*. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [119] *Trigeneration solutions for airport* [Internet] .Wartsila [Última consulta 15/08/2010] Disponible en: http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/power/media_publications/brochures/wartsila_trigen_solutions_for_airports.pdf.
- [120] Marimón, M. A., Ortiga, J., Bruno, J.C. y Coronas, A. (2009). Design and energy saving analysis of trigeneration configurations in buildings. En *The Modelling and Simulation of energy Technology (SIM50)*. Fredericia, Denmark.
- [121] Martín, J. I. S., Zamora, I., San Martín, J. J., Aperribay, V. y Eguia, P. (2010). Hybrid fuel cells technologies for electrical microgrids, *ELECTRIC POWER SYSTEMS RESEARCH*, 80(9): 993-1005.
- [122] Gao Sun., Z y Lin Xie N. (2010). Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 30(10), 1242–1246.
- [123] Longo G., Gasparella A. y Zilio C. (2005). Analysis of an absorption machine driven by the heat recovery on an I.C. reciprocating engine. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*, 29(8), 711–722.
- [124] Plura, S., Kren, C. y Schweigler, C. (2005). System Concept for efficient and flexible Tri-Generation, En *International Sorption Heat Pump Conference*. Denver, USA.

- [125] Plura, S., Kren, C. y Schweigler, C. (2006). Efficient and flexible tri-generation with two-stage absorption chiller. En *International Mechanical Engineering Congress & Exposition, ASME*. Chicago, USA.
- [126] Kren, C., Schweigler, C. y Ziegler, F. (2002). Efficient LiBr Absorption Chillers for the European Air Conditioning Market, En *International Sorption Heat Pump Conference ISHPC 02*, Shanghai, China.
- [127] Keil, C., Plura, S., Radspieler, M. y Schweigler, C. (2008). Application of customized absorption heat pumps for utilization of low-grade heat sources. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 28, 2070-2076.
- [128] Mehrabian, M A., Shahbeik., A E. (2005). Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle. *JOURNAL OF PROCESS MECHANICAL ENGINEERING*. 219 (3): 261-273.
- [129] Sendeku, D., Bruno, J. C. y Coronas, A. (2011). Systematic selection of operational variables for the modelling and optimization of absorption chillers and heat pumps. En *3rd International conference on applied energy*. Perugia, Italia.
- [130] Summerer, F. (1996). Evaluation of absorption cycles with respect to COP and economics. *International Journal of Refrigeration* (19) 1, pp. 19–24.
- [131] Kreider, J. F. (2001). *Handbook of heating, ventilation and air conditioning*. Boca Raton, USA: CRC Press; 2001.
- [132] Horlock, J. H. (1997). *Cogeneration-Combined Heat and Power (CHP)*. Malabar, USA: Krieger Publishing Company.
- [133] Li, H., Fu L., Geng, K. Y Jiang, Y. (2006). Energy utilization evaluation of CHP systems *ENERGY AND BUILDINGS*, 38 (3):253-257.
- [134] *Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia* [Internet] (2008). Madrid, España: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. [Última consulta 19/03/2011] Disponible en: http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_Guia_calculo_calor_util_Hchp-Echp-PES_c24e48c1.pdf
- [135] Chicco, G. y Mancarella, P. (2007). Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development. *ENERGY POLICY*, 35(12): 6132–6144.

- [136] Chicco, G. y Mancarella, P. (2007). Enhanced energy saving performance in composite trigeneration systems. En *PowerTech*. Lausanne, Suiza.
- [137] Çengel, Y. A. y Boles, M. A. (2ª ed.)(1996). *Termodinámica, Tomo I*. Mexico DF, Mexico: McGraw Hill.
- [138] Bejan, A., Tsatsaronis, G. y Moran, M. (1996). *Thermal Design & optimization*. New York, USA: John Wiley & Sons Inc.
- [139] Kotas T. J. (1995). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Melbourne, USA: Krieger Publishing Company.
- [140] Khaliq, A. y Kaushik, S. C. (2004). Thermodynamic performance evaluation of combustion gas turbine cogeneration system with reheat. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 24(13): 1785–1795.
- [141] Khaliq, A. (2009). Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration. *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION*, 32(3): 534-545.
- [142] Mancarella, P. y Chicco, G. (2008). Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part II: Analysis techniques and application cases. *ENERGY*, 33(3): 418-430.
- [143] Meunier, F. (2002). Co- and tri-generation contribution to climate change control. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 22(6): 703–718.
- [144] A. Rentizelas, A. Tolis, I. Tatsiopoulos, Biomass district energy trigeneration systems: emissions reduction and financial impact, *Water, Air, & Soil Pollution: Focus* 9 (1–2) (2009) 139–150, doi:10.1007/s11267-008-9202-x.
- [145] Intergovernmental Panel on Climate Change Technology and Economic Assessment Panel. (2005). *Special Report on Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Issues Related to Hydrofluorocarbons and Perfluorocarbons*. Cambridge, UK: Cambridge University Press.
- [146] Arteconi, A., Brandoni, C. y Polonara, F. (2009). Distributed generation and trigeneration: energy saving opportunities in Italian supermarket sector. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 29(8-9): 1735-1743.

- [147] COGEN, “Technical Report: Available Cogeneration Technologies in Europe”
- [148] Normativa Española. Resolución 25 de junio 2010 sobre Tarifas de último recurso de gas natural de la dirección general de política energética y minas, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, BOE núm.174, 26 de junio, 2010
- [149] Normativa Española. Resolución 29 de diciembre 2009 sobre el coste de producción de energía eléctrica y las tarifas de último recurso de la dirección general de política energética y minas, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, BOE núm. 315, 30 de diciembre, 2009.
- [150] Aprile, M. [Internet] (2010). *POLYgeneration with advanced Small and Medium scale thermally driven Air-conditioning and Refrigeration Technology The market potential of micro-CHCP*. Warsaw, Polonia: Dipartimento di Energetica Politecnico di Milano. [Última consulta 11/11/2010] Disponible en: <http://www.polysmart.org>
- [151] Cardona, E. y Piacentino, A. (2003). A method for sizing a trigeneration plant in Mediterranean areas. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 23: 1665–1680.
- [152] Mago, P. J., Fumo, N. y Chamra, L. M. (2009) Performance analysis of CHP and HP systems operating following the thermal and electric load. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*, 33(9):852-864.
- [153] Cardona, E. y Piacentino, A. (2006). Matching economical, energetic, and environmental benefits: an analysis for hybrid CCHP heat pump systems. *ENERGY*, 31(4):490–515.
- [154] Tassou, S. A., Chaer, I., Sugiarta, N., Ge, Y. T. y Marriott, D. (2007). Application of trigeneration systems to the food retail industry. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 48: 2988–2995.
- [155] Arias, J. (2005). *Energy Usage in Supermarkets, Modelling and Field Measurements, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration*. Trabajo de grado, Department of Technology, Royal Institute of Technology. Estocolomo, Suecia.
- [156] Orphelin, M. y Marchio, D. (1997) Computer-aided energy use estimation in supermarkets. En *Building Simulation Conference*. Praga, Republica Checa.
- [157] Baxter, V. D. (2003). *Advanced Supermarket Refrigeration/Heat Recovery Systems*, vol.1, Executive Summary I.H.P. Programme, Oak Ridge, USA.

- [158] Lundqvist, P. (2000). Recent refrigeration equipment trends in supermarkets: energy efficiency as leading edge. En *Bulletin of the International Institute of Refrigeration*: 5-10.
- [159] Cecchinato, L., Corradi, M. y Minetto, S. (2010). Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated systems. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 30(14-15): 1946–1958.
- [160] Yang, L. y Zhang, C. L. (2010). Analysis on energy saving potential of integrated supermarket HVAC and refrigeration systems using multiple subcoolers. *ENERGY AND BUILDINGS*, 42(2): 251–258.
- [161] Maidment, G. G., Zhao, X. y Riffat, S. B. Combined cooling and heating using a gas engine in a supermarket. *APPLIED ENERGY*, 68 (4): 321–335.
- [162] Tassou, S. A., Marriott, D., Chaer, I., Sugiarta, N. y Suamir, N. (2007) Trigeneration. A solution to efficient use of energy in the food industry. En *The Institute of Refrigeration Conference*. Londres, Inglaterra.
- [163] Maidment, G. G. y Tozer, R. M. (2002). Combined cooling heat and power in supermarkets. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 22 (6): 653–665.
- [164] Maidment, G.G., Zhao, X., Riffat, S. B. y Prosser, G. (1999) Application of combined heat and power and absorption cooling in a supermarket. *APPLIED ENERGY*, 63(3): 169–190.
- [165] Bassols, J., Kuckelkorn, B., Langreck, J., Schneider, R. y Veelken, H. (2002) Trigeneration in the food industry. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 22(6): 595–602.
- [166] Colonna, P. y Gabrielli, S. (2003). Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR). *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 23(4): 381–396.
- [167] Suamir, I. N., Tassou, S. A., Hadaway, A. y Marriot, D. (2010). Integration of CO₂ refrigeration and trigeneration systems for supermarkets applications, En *The Institute of Refrigeration Conference*. Londres, Inglaterra.
- [168] Arias, J. y Lundqvist, P. (2006). Heat recovery and floating condensing in supermarkets. *ENERGY AND BUILDINGS*, 38(2): 73–81.
- [169] Remund, J. (2005). *METEONORM*. [Software de computadora online] Disponible en: www.meteotest.ch/en/mn_home

ANEXOS

Anexo A.1. Datos suministrados por el fabricante de la microturbina de gas natural Capstone C30 [86].

Tabla A.1. 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.2. Prestaciones de la microturbina de gas a carga parcial a una temperatura ambiente de 15°C y a nivel del mar segun datos del fabricante.

Potencia el3ctrica [kW]	Rendimiento el3ctrico [%]	Temperatura gases de escape [°F]	Caudal m3sico 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

Tabla A.3. Microturbina 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 CHP	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	60	1	Leiria (Portugal)
						30	2	Leiria (Portugal)

Anexo A.2 Enfriadoras de agua por absorción.

Pink. 12 kW

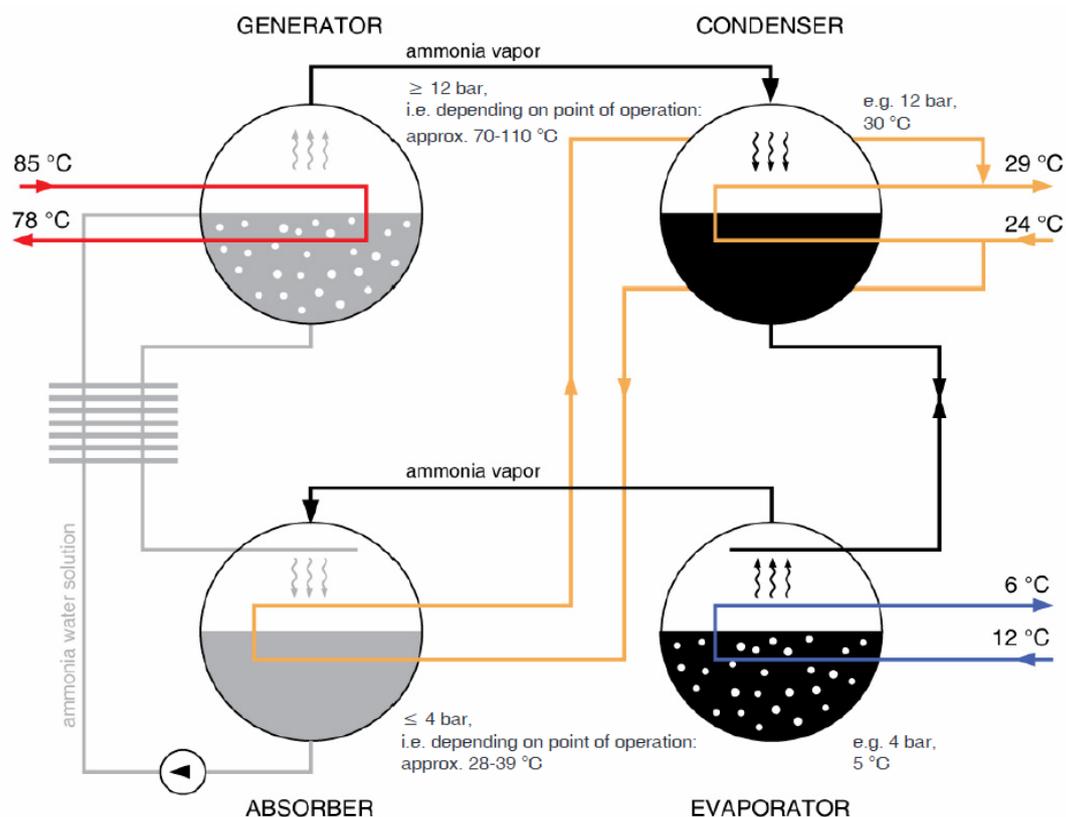


Figura A.1. Condiciones de funcionamiento. Chilli $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. 12 kW.
 WorkShop Partner Süd. Kloster Windberg. 21-22.11. 2008/Dr Uli Jakob

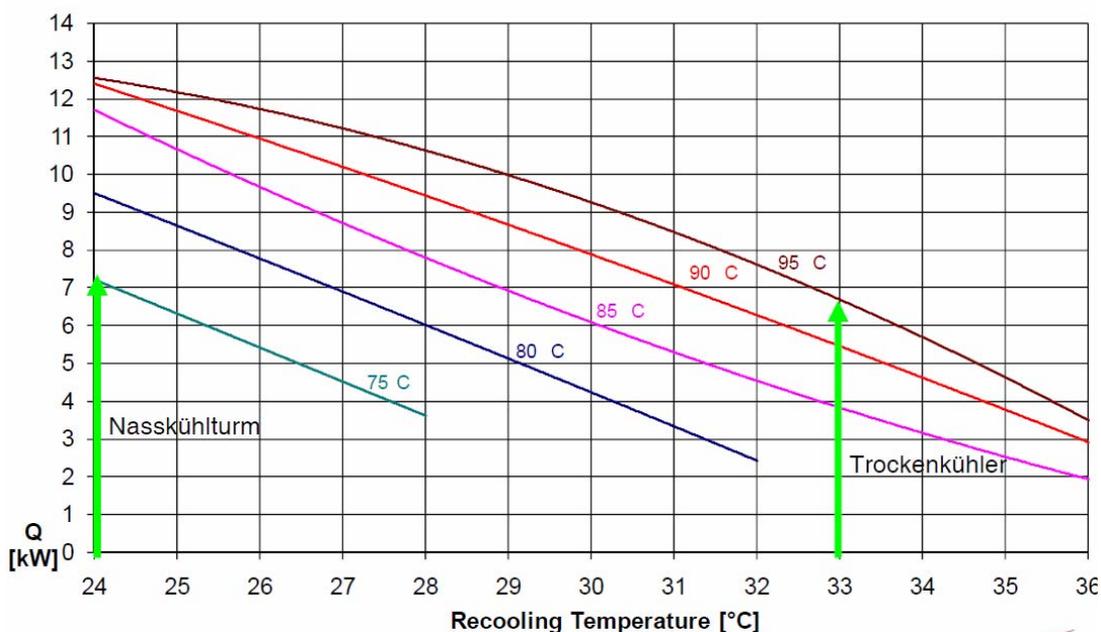


Figura A.2. Curvas de funcionamiento. Chilli $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. 12 kW. (T salida agua fría 7°C)
 WorkShop Partner Süd. Kloster Windberg. 21-22.11. 2008/Dr. Uli Jakob

Ago CC50.



Figura A.3. Enfriadora de 3gua por absorci3n NH₃/H₂O. 50 kW.

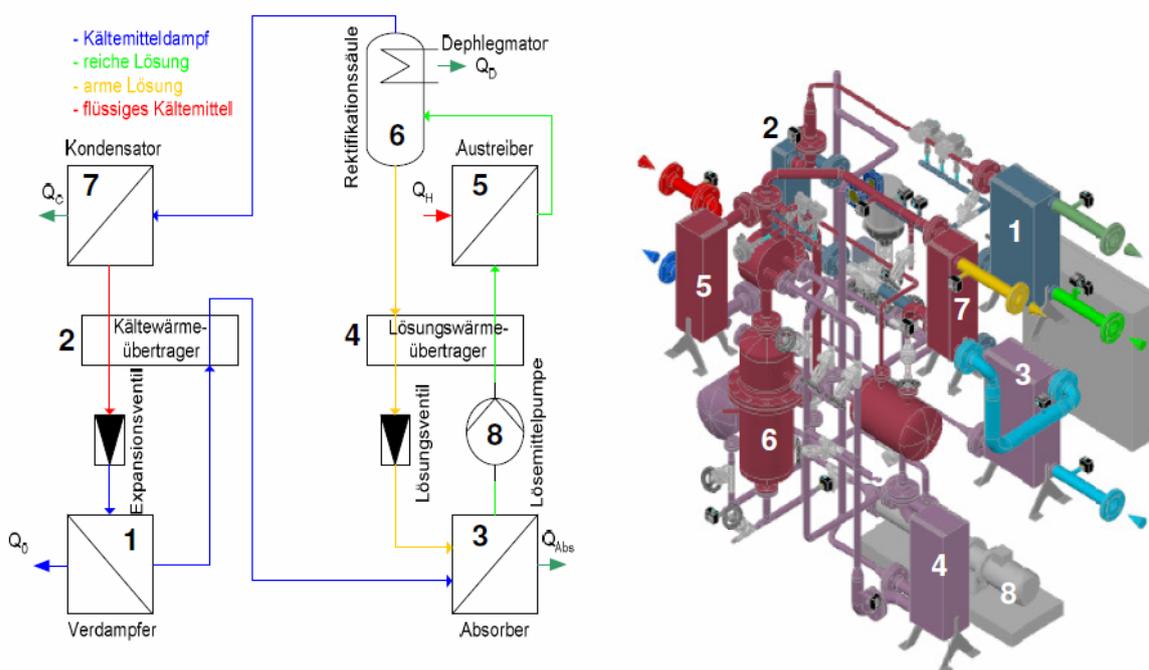


Figura A.4. Representaci3n ciclo y en 3d de la enfriadora de 3gua por absorci3n NH₃/H₂O. 50 kW.

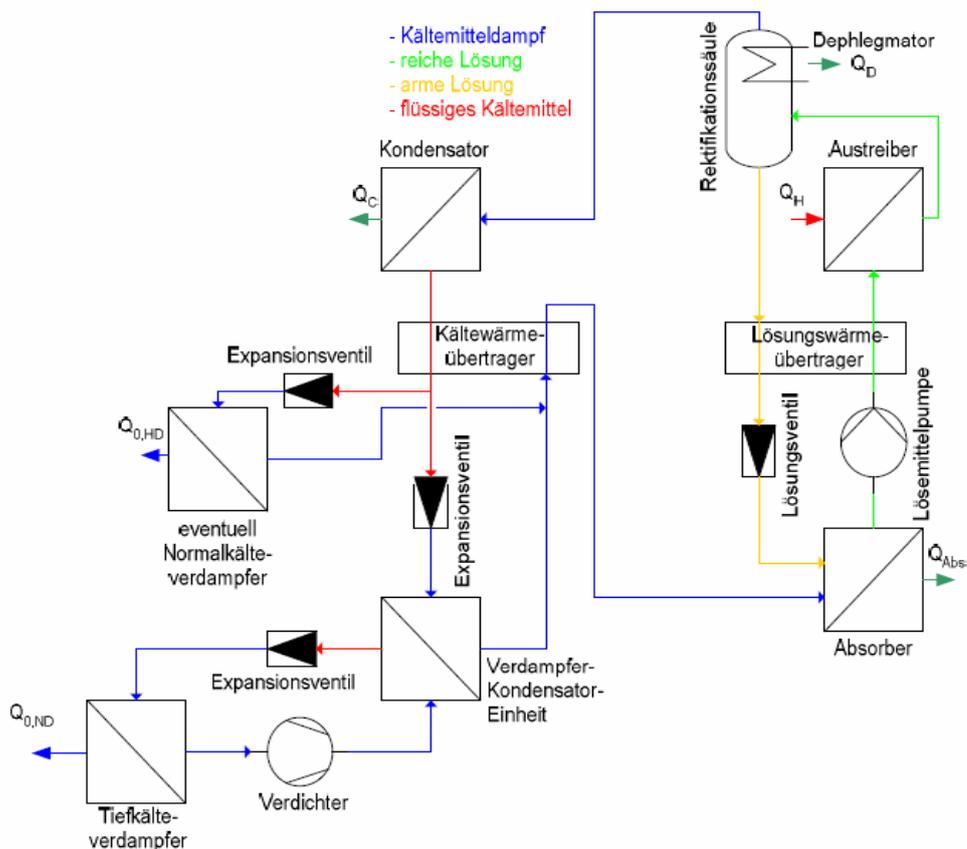


Figura A.5. Enfriadora de agua por absorción NH₃/H₂O 50 kW, conectada en cascada con un sistema de compresión.

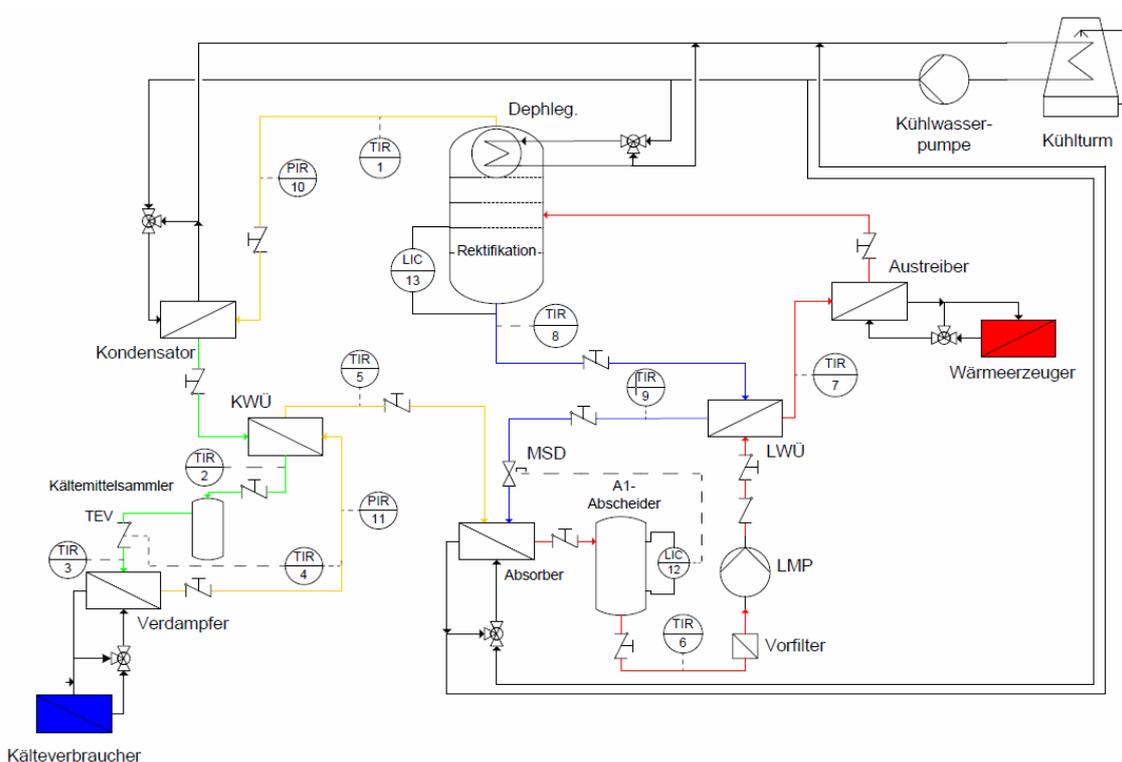


Figura A-6. Enfriadora de agua por absorción NH₃/H₂O 50 kW, detalle de conexión.

Anexo A3- Cálculos

A3.1. Modelo de la enfriadora por absorción de simple efecto de H₂O/LiBr.

{Asunciones}

Q[1]=0
Q[4]=0
Q[8]=0
Q[10]=1

{Input}

T[1]=30
T[4]=80
T[8]=32
T[10]=1
Qd=61
Effex=0.85
etap=1

{Presiones}

Ph=pressure(WATER,T=T[8],x=Q[8])
Pl=pressure(WATER,T=T[10],x=Q[10])

{Presiones}

P[1]=Pl
P[2]=Ph
P[3]=Ph
P[4]=Ph
P[5]=Ph
P[6]=Pl
P[7]=Ph
P[8]=Ph
P[9]=Pl
P[10]=Pl

{Concentracion}

X[1]=X_LIBR('SI',T[1],P[1])
X[4]=X_LIBR('SI',T[4],P[4])
x[1]=x[2]
x[3]=x[2]
x[4]=x[5]
x[5]=x[6]
x[7]=0
x[8]=x[7]
x[9]=x[8]
x[9]=x[10]

{Flow rates}

m[1]=m[2]
m[2]=m[3]
m[4]=m[5]
m[5]=m[6]
m[7]=m[8]
m[9]=m[8]
m[9]=m[10]

{Absorbedor}

{m[10]+m[6]=m[1]
m[10]*x[10]+m[6]*x[6]=m[1]*x[1]}
m[1]*h[1]+Qa=m[6]*h[6]+m[10]*h[10]

```
{ Bomba }
h[1]+Wsp=h[2]
Wsp=v[1]*(P[2]-P[1])/(etap*1000)

Wp=m[1]*Wsp
{ Hex }
m[2]*h[2]+Qshx=m[3]*h[3]
m[5]*h[5]+Qshx=m[4]*h[4]
Effex=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])

{ Generador }
h[3]*m[3]-h[4]*m[4]-h[7]*m[7]+Qd=0

m[3]=m[4]+m[7]
m[3]*X[3]=m[4]*X[4]+m[7]*X[7]

{ Condenser }
Qc=m[7]*(h[7]-h[8])

{ Evaporador }
m[9]*h[9]+Qe=m[10]*h[10]

{ Compute COP }
COP=Qe/(Qd+Wp)

{ Check }
dm=m[3]-(m[7]+m[4])
dX=X[3]*m[3]-(X[7]*m[7]+X[4]*m[4])

{ Punto 1 }
h[1]=H_LIBR('SI',T[1],X[1])
V[1]=V_LIBR('SI',T[1],X[1])

{ Punto 2 }
h[2]=H_LIBR('SI',T[2],X[2])

{ Punto 3 }
T3s=T_LIBR('SI',P[3],X[3])
{h[3]=H_LIBR('SI',T[3],X[3])
}
{ Punto 4 }
h[4]=H_LIBR('SI',T[4],X[4])

{ Punto 5 }
h[5]=H_LIBR('SI',T[5],X[5])
h[5]=h[6]

{ Punto 6 }
Call q_LiBr('SI',h[6],P[6],X[6]:100*Q[6],T[6],X16,h16,hv6)

{ Punto 7 }
T[7]=T3s
h[7]=Enthalpy(Water,T=T[7],P=P[7])

{ Punto 8 }
h[8]=enthalpy(WATER,T=T[8],x=0)
h[8]=h[9]
{Q[9]=Quality(WATER,P=P[9],h=h[9])
```

{ Punto 9 }
 $T[9]=\text{Temperature}(\text{Water},x=Q[9],h=h[9])$
}
{ Punto 10 }
 $h[10]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[10],x=Q[10])$

$F=x[4]/(x[4]-x[3])$

$T[14]=28$
 $T[13]=25$
 $((T[6]-T[14])/(T[1]-T[13]))=\exp((T[6]-T[14]-T[1]+T[13])/Lmtda)$
 $Qa=UAa*Lmtda$

$T[15]=28$
 $T[16]=30$
 $((T[8]-T[15])/(T[8]-T[16]))=\exp((T[16]-T[15])/Lmtdc)$
 $Qc=UAc*Lmtdc$

$T[17]=12.5$
 $T[18]=7$
 $((T[17]-T[10])/(T[18]-T[10]))=\exp((T[17]-T[18])/Lmtde)$
 $Qe=UAe*Lmtde$

$T[11]=90$
 $T[12]=85$
 $((T[11]-T[4])/(T[12]-T[7]))=\exp((T[11]-T[4]-T[12]+T[7])/Lmtdg)$
 $Qd=UAd*Lmtdg$

$((T[4]-T[3])/(T[5]-T[2]))=\exp((T[4]-T[3]-T[5]+T[2])/Lmtdshx)$
 $Qshx=UAshx*Lmtdshx$

A4.2. Modelo de la enfriadora por absorción de doble efecto de H₂O/LiBr.

{Asunciones}

Q[1]=0
Q[4]=0
Q[11]=0
Q[14]=0
Q[18]=0
Q[8]=0
Q[10]=1

{Input}

{T[14]=158
T[1]=37
T[8]=37
T[10]=5}
m[1]=0.4161
{DeltaT=T[18]-T[4]
DeltaT=5}
{Qgb=0}
Effex=0.65
etap=1

{Presiones}

{T[18]=90}
Ph=pressure(WATER,T=T[18],x=Q[18])
Pm=pressure(WATER,T=T[8],x=Q[8])
Pl=pressure(WATER,T=T[10],x=Q[10])

{Presiones}

P[1]=Pl
P[2]=Pm
P[3]=Pm
P[4]=Pm
P[5]=Pm
P[6]=Pl
P[7]=Pm
P[8]=Pm
P[9]=Pl
P[10]=Pl
P[11]=Pm
P[12]=Ph
P[13]=Ph
P[14]=Ph
P[15]=Ph
P[16]=Pm
P[17]=Ph
P[18]=Ph
P[19]=Pm

{Concentracion}

X[1]=X_LIBR('SI',T[1],P[1])
x[1]=x[2]
x[3]=x[2]
x[3]=x[11]
x[11]=x[12]
x[13]=x[12]
x[14]=x[15]
x[15]=x[16]
x[10]=0

$$\begin{aligned}x[7]&=0 \\x[8]&=0 \\x[9]&=0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x[17]&=0 \\x[18]&=0 \\x[19]&=0 \\x[4]&=x[5] \\x[5]&=x[6]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}X[14]&=X_LIBR('SI',T[14],P[14]) \\T[4]&=T_LIBR('SI',P[4],X[4]) \\X[14]&=X[4]\end{aligned}$$

{Flow rates}

$$\begin{aligned}m[1]&=m[2] \\m[2]&=m[3] \\m[4]&=m[5] \\m[5]&=m[6] \\m[8]&=m[9] \\m[9]&=m[10] \\m[11]&=m[12] \\m[12]&=m[13] \\m[14]&=m[15] \\m[15]&=m[16] \\m[17]&=m[18] \\m[18]&=m[19]\end{aligned}$$

{Absorbedor}

$$\begin{aligned}m[10]+m[6]&=m[1] \\m[10]*x[10]+m[6]*x[6]&=m[1]*x[1] \\m[1]*h[1]+Qa&=m[6]*h[6]+m[10]*h[10]\end{aligned}$$

{Bomba}

$$\begin{aligned}h[1]*m[1]+Wp&=m[2]*h[2] \\Wp&=m[1]*v[1]*(P[2]-P[1])/(etap*1000)\end{aligned}$$

{Hex}

$$\begin{aligned}m[2]*h[2]+Qshx&=m[3]*h[3] \\m[5]*h[5]+Qshx&=m[4]*h[4] \\Effex&=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])\end{aligned}$$

{Valve}

$$h[5]=h[6]$$

{Generador}

$$\begin{aligned}m[3]+m[16]&=m[11]+m[4]+m[7] \\m[3]*h[3]+m[16]*h[16]+m[17]*h[17]&=m[11]*h[11]+m[4]*h[4]+m[7]*h[7]+m[18]*h[18] \\m[3]*x[3]+m[16]*x[16]+m[17]*x[17]&=m[11]*x[11]+m[4]*x[4]+m[7]*x[7]+m[18]*x[18]\end{aligned}$$

{Condesador de baja}

$$\begin{aligned}m[7]+m[19]&=m[8] \\m[7]*h[7]+m[19]*h[19]&=m[8]*h[8]+Qc\end{aligned}$$

{Evaporador}

$$m[9]*h[9]+Qe=m[10]*h[10]$$

{Bomba 2}

$$swp2=v[11]*(P[12]-P[11])/(etap*1000)$$

$$Wp2=m[11]*swp2$$
$$h[12]=swp2+h[11]$$

$$\{\text{Hex2}\}$$
$$\text{Effex}=(T[14]-T[15])/(T[14]-T[12])$$
$$m[12]*h[12]+Qshx1=m[13]*h[13]$$
$$m[15]*h[15]+Qshx1=m[14]*h[14]$$

$$\{\text{Generador de alta}\}$$
$$m[13]*h[13]+Qga=m[14]*h[14]+m[17]*h[17]$$

$$\{\text{Compute COP}\}$$
$$\text{COP}=Qe/Qga$$

{Propiedades}

$$\{\text{Punto 1}\}$$
$$h[1]=H_LIBR('SI',T[1],X[1])$$
$$V[1]=V_LIBR('SI',T[1],X[1])$$

$$\{\text{Punto 2}\}$$
$$h[2]=H_LIBR('SI',T[2],X[2])$$

$$\{\text{Punto 3}\}$$
$$h[3]=H_LIBR('SI',T[3],X[3])$$

$$\{\text{Punto 4}\}$$
$$h[4]=H_LIBR('SI',T[4],X[4])$$

$$\{\text{Punto 5}\}$$
$$h[5]=H_LIBR('SI',T[5],X[5])$$
$$\text{Call } q_LiBr('SI',h[6],P[6],X[6]:100*Q[6],T[6],X[6],h[6],hv[6])$$

$$\{\text{Punto 3}\}$$
$$T3s=T_LIBR('SI',P[3],X[3])$$

$$\{\text{Punto 7}\}$$
$$T[7]=T3s$$
$$h[7]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[7],P=P[7])$$

$$\{\text{Punto 8}\}$$
$$h[8]=\text{enthalpy}(\text{WATER},T=T[8],x=q[8])$$

$$\{\text{Punto 9}\}$$
$$h[8]=h[9]$$
$$T[9]=\text{temperature}(\text{WATER},h=h[9],P=P[9])$$

$$\{\text{Punto 10}\}$$
$$h[10]=\text{enthalpy}(\text{WATER},T=T[10],x=q[10])$$

$$\{\text{Punto 11}\}$$
$$T[7]=T[11]$$
$$h[11]=H_LIBR('SI',T[11],X[11])$$
$$V[11]=V_LIBR('SI',T[11],X[11])$$

$$\{\text{Punto 12}\}$$
$$h[12]=H_LIBR('SI',T[12],X[12])$$

{Punto 13}

$h[13]=H_LIBR('SI',T[13],X[13])$

{ Punto 14 }

$h[14]=H_LIBR('SI',T[14],X[14])$

{ Punto 15 }

$h[15]=H_LIBR('SI',T[15],X[15])$

{ Punto 16 }

$h[15]=h[16]$

Call $q_LiBr('SI',h[16],P[16],X[16]:100*Q[16],T[16],X[16],h[16],hv[16])$

{ Punto 17 }

$T[17]=T_LIBR('SI',P[13],X[13])$

$h[17]=Enthalpy(Water,T=T[17],P=P[17])$

{ Punto 18 }

$h[18]=enthalpy(WATER,T=T[18],x=q[18])$

{ Punto 19 }

$h[18]=h[19]$

$T[19]=temperature(WATER,h=h[19],P=Pm)$

{ Check }

$dm=m[13]-(m[17]+m[14])$

$dX=X[13]*m[13]-(X[17]*m[17]+X[14]*m[14])$

$T[21]=719$

{ $T[22]=150$ }

{ $T[23]=30$ }

{ $T[24]=33$ }

$T[25]=T[24]$

{ $T[26]=35$ }

{ $T[27]=12$ }

$T[28]=7$

$UA_{gb}=4.389$

$UA_c=19.29$

$UA_e=27.07$

$UA_a=11.65$

$UA_d=0.6091$

$m[21]=0.140$

$m[25]=m[23]$

$m[27]=5.156$

$m[23]=9.226$

$Q_{ga}=m[21]*(h[21]-h[22])$

$Q_c=m[25]*(h[26]-h[25])$

$Q_a+Q_c=m*(h[26]-h[23])$

$Q_e=m[27]*(h[27]-h[28])$

$$Q_a = m[23] * (h[24] - h[23])$$

$$h[21] = \text{Enthalpy}(\text{Air}, T = T[21])$$

$$h[22] = \text{Enthalpy}(\text{Air}, T = T[22])$$

$$h[23] = \text{Enthalpy}(\text{Water}, T = T[23], x = 0)$$

$$h[24] = \text{Enthalpy}(\text{Water}, T = T[24], x = 0)$$

$$h[25] = \text{Enthalpy}(\text{Water}, T = T[25], x = 0)$$

$$h[26] = \text{Enthalpy}(\text{Water}, T = T[26], x = 0)$$

$$h[27] = \text{Enthalpy}(\text{Water}, T = T[27], x = 0)$$

$$h[28] = \text{Enthalpy}(\text{Water}, T = T[28], x = 0)$$

$$Q_{gb} = m[17] * (h[17] - h[18])$$

$$U_{Agb} = Q_{gb} / L_{mtdgb}$$

$$L_{mtdgb} = ((T[18] - T[4]) - (T[18] - T[3])) / \ln((T[18] - T[4]) / (T[18] - T[3]))$$

$$U_{Ac} = Q_c / L_{mtdc}$$

$$L_{mtdc} = ((T[8] - T[25]) - (T[8] - T[26])) / \ln((T[8] - T[25]) / (T[8] - T[26]))$$

$$U_{Ae} = Q_e / L_{mtde}$$

$$L_{mtde} = ((T[27] - T[10]) - (T[28] - T[9])) / \ln((T[27] - T[10]) / (T[28] - T[9]))$$

$$U_{Aa} = Q_a / L_{mtda}$$

$$L_{mtda} = ((T[6] - T[24]) - (T[1] - T[23])) / \ln((T[6] - T[24]) / (T[1] - T[23]))$$

$$U_{Ad} = Q_{ga} / L_{mtdd}$$

$$L_{mtdd} = ((T[21] - T[14]) - (T[22] - T[17])) / \ln((T[21] - T[14]) / (T[22] - T[17]))$$

A.5. Modelo de la enfriadora por absorción de Simple/doble efecto de H₂O/LiBr.

{ Asunciones }

Q[1]=0
Q[4]=0
Q[11]=0
Q[14]=0
Q[18]=0
Q[8]=0
Q[10]=1

{ Input }

{ T[14]=159.5
T[1]=37
T[8]=37
T[10]=5 }
m[1]=0.5284
{ DeltaT=T[18]-T[4]
DeltaT=5 }
{ Qgb=103 }
{ Qga=61.59 }
Effex=0.65
etap=1

{ Presiones }

{ T[18]=90 }
Ph=pressure(WATER,T=T[18],x=Q[18])
Pm=pressure(WATER,T=T[8],x=Q[8])
Pl=pressure(WATER,T=T[10],x=Q[10])

{ Presiones }

P[1]=Pl
P[2]=Pm
P[3]=Pm
P[4]=Pm
P[5]=Pm
P[6]=Pl
P[7]=Pm
P[8]=Pm
P[9]=Pl
P[10]=Pl
P[11]=Pm
P[12]=Ph
P[13]=Ph
P[14]=Ph
P[15]=Ph
P[16]=Pm
P[17]=Ph
P[18]=Ph
P[19]=Pm

{ Concentracion }

X[1]=X_LIBR('SI',T[1],P[1])
x[1]=x[2]
x[3]=x[2]
x[3]=x[11]
x[11]=x[12]
x[13]=x[12]

$$\begin{aligned}x[14] &= x[15] \\ x[15] &= x[16] \\ x[10] &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x[7] &= 0 \\ x[8] &= 0 \\ x[9] &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x[17] &= 0 \\ x[18] &= 0 \\ x[19] &= 0 \\ x[4] &= x[5] \\ x[5] &= x[6]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}X[14] &= X_LIBR('SI', T[14], P[14]) \\ T[4] &= T_LIBR('SI', P[4], X[4]) \\ X[14] &= X[4]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Flow rates}\} \\ m[1] &= m[2] \\ m[2] &= m[3] \\ m[4] &= m[5] \\ m[5] &= m[6] \\ m[8] &= m[9] \\ m[9] &= m[10] \\ m[11] &= m[12] \\ m[12] &= m[13] \\ m[14] &= m[15] \\ m[15] &= m[16] \\ m[17] &= m[18] \\ m[18] &= m[19]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Absorbedor}\} \\ m[10] + m[6] &= m[1] \\ m[10] * x[10] + m[6] * x[6] &= m[1] * x[1] \\ m[1] * h[1] + Qa &= m[6] * h[6] + m[10] * h[10]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Bomba}\} \\ h[1] * m[1] + Wp &= m[2] * h[2] \\ Wp &= m[1] * v[1] * (P[2] - P[1]) / (\text{etap} * 1000)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Hex}\} \\ m[2] * h[2] + Qshx &= m[3] * h[3] \\ m[5] * h[5] + Qshx &= m[4] * h[4] \\ \text{Effex} &= (T[4] - T[5]) / (T[4] - T[2])\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Valve}\} \\ h[5] &= h[6]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Generador}\} \\ m[3] + m[16] &= m[11] + m[4] + m[7] \\ m[3] * h[3] + m[16] * h[16] + m[17] * h[17] + Qgb &= m[11] * h[11] + m[4] * h[4] + m[7] * h[7] + m[18] * h[18] \\ m[3] * x[3] + m[16] * x[16] + m[17] * x[17] &= m[11] * x[11] + m[4] * x[4] + m[7] * x[7] + m[18] * x[18]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Condesador de baja}\} \\ m[7] + m[19] &= m[8] \\ m[7] * h[7] + m[19] * h[19] &= m[8] * h[8] + Qc\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\{\text{Evaporador}\} \\ m[9] * h[9] + Qe &= m[10] * h[10]\end{aligned}$$

```
{ Bomba 2 }
swp2=v[11]*(P[12]-P[11])/(etap*1000)
Wp2=m[11]*swp2
h[12]=swp2+h[11]

{ Hex2 }
Effex=(T[14]-T[15])/(T[14]-T[12])
m[12]*h[12]+Qshx1=m[13]*h[13]
m[15]*h[15]+Qshx1=m[14]*h[14]

{ Generador de alta }
m[13]*h[13]+Qga=m[14]*h[14]+m[17]*h[17]

{ Compute COP }
COP=Qe/(Qga+Qgb)
Qga+Qgb=Qt

{ Propiedades }

{ Punto 1 }
h[1]=H_LIBR('SI',T[1],X[1])
V[1]=V_LIBR('SI',T[1],X[1])

{ Punto 2 }
h[2]=H_LIBR('SI',T[2],X[2])

{ Punto 3 }
h[3]=H_LIBR('SI',T[3],X[3])

{ Punto 4 }
h[4]=H_LIBR('SI',T[4],X[4])

{ Punto 5 }
h[5]=H_LIBR('SI',T[5],X[5])
Call q_LiBr('SI',h[6],P[6],X[6]:100*Q[6],T[6],X16,h16,hv6)

{ Punto 3 }
T3s=T_LIBR('SI',P[3],X[3])

{ Punto 7 }
T[7]=T3s
h[7]=Enthalpy(Water,T=T[7],P=P[7])

{ Punto 8 }
h[8]=enthalpy(WATER,T=T[8],x=q[8])

{ Punto 9 }
h[8]=h[9]
T[9]=temperature(WATER,h=h[9],P=Pl)

{ Punto 10 }
h[10]=enthalpy(WATER,T=T[10],x=q[10])
{ Punto 11 }
T[7]=T[11]
h[11]=H_LIBR('SI',T[11],X[11])
V[11]=V_LIBR('SI',T[11],X[11])

{ Punto 12 }
h[12]=H_LIBR('SI',T[12],X[12])
```

```
{ Punto 13 }
h[13]=H_LIBR('SI',T[13],X[13])

{ Punto 14 }
h[14]=H_LIBR('SI',T[14],X[14])

{ Punto 15 }
h[15]=H_LIBR('SI',T[15],X[15])
{ Punto 16 }
h[15]=h[16]
Call q_LiBr('SI',h[16],P[16],X[16]:100*Q[16],T[16],X[16],h[16],hv[16])

{ Punto 17 }
T[17]=T_LIBR('SI',P[13],X[13])
h[17]=Enthalpy(Water,T=T[17],P=P[17])

{ Punto 18 }
h[18]=enthalpy(WATER,T=T[18],x=q[18])

{ Punto 19 }
h[18]=h[19]
T[19]=temperature(WATER,h=h[19],P=Pm)

{ Check }
dm=m[13]-(m[17]+m[14])
dX=X[13]*m[13]-(X[17]*m[17]+X[14]*m[14])

{ T[21]=719 }
{ T[22]=395.7 }

{ T[23]=30 }
{ T[24]=33 }

T[25]=T[24]
{ T[26]=35 }

{ T[27]=12 }
{ T[28]=7 }

UAgb=7.299
UAc=39.82
UAe=35.46
UAa=15.01
UAd=0.1288

{ m[21]=0.140 }
m[25]=m[23]
m[27]=6.755
m[23]=14.08

Qga=m[21]*(h[21]-h[22])
Qc=m[25]*(h[26]-h[25])
Qa+Qc=m*(h[26]-h[23])
Qe=m[27]*(h[27]-h[28])
Qa=m[23]*(h[24]-h[23])
```

$$h[21]=\text{Enthalpy}(\text{Air},T=T[21])$$
$$h[22]=\text{Enthalpy}(\text{Air},T=T[22])$$

$$h[23]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[23],x=0)$$
$$h[24]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[24],x=0)$$

$$h[25]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[25],x=0)$$
$$h[26]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[26],x=0)$$

$$h[27]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[27],x=0)$$
$$h[28]=\text{Enthalpy}(\text{Water},T=T[28],x=0)$$

$$UA_{gb}=Q_{gb}/L_{mtdgb}$$
$$L_{mtdgb}=\frac{(T[18]-T[4])-(T[18]-T[3])}{\ln((T[18]-T[4])/(T[18]-T[3]))}$$

$$UA_c=Q_c/L_{mtdc}$$
$$L_{mtdc}=\frac{(T[8]-T[25])-(T[8]-T[26])}{\ln((T[8]-T[25])/(T[8]-T[26]))}$$

$$UA_e=Q_e/L_{mtde}$$
$$L_{mtde}=\frac{(T[27]-T[10])-(T[28]-T[9])}{\ln((T[27]-T[10])/(T[28]-T[9]))}$$

$$UA_a=Q_a/L_{mtda}$$
$$L_{mtda}=\frac{(T[6]-T[24])-(T[1]-T[23])}{\ln((T[6]-T[24])/(T[1]-T[23]))}$$

$$UA_d=Q_d/L_{mtdd}$$
$$L_{mtdd}=\frac{(T[21]-T[14])-(T[22]-T[17])}{\ln((T[21]-T[14])/(T[22]-T[17]))}$$

Anexo A.6 Configuraciones de suministro energético en supermercados.

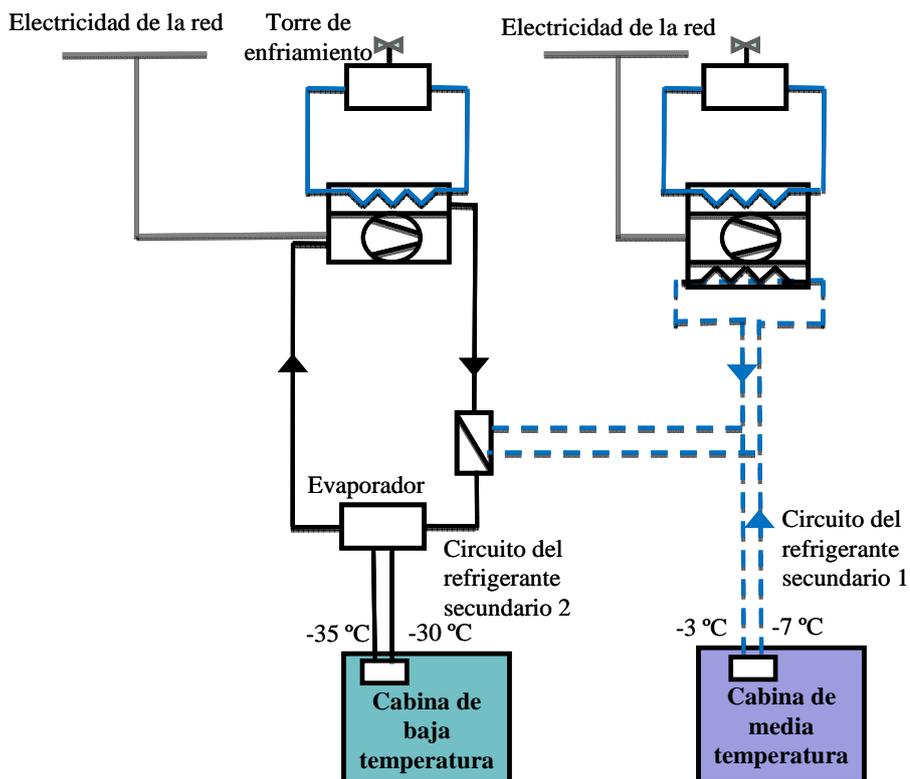


Figura A.7. Sistema convencional en paralelo para el suministro energético en supermercados [155].

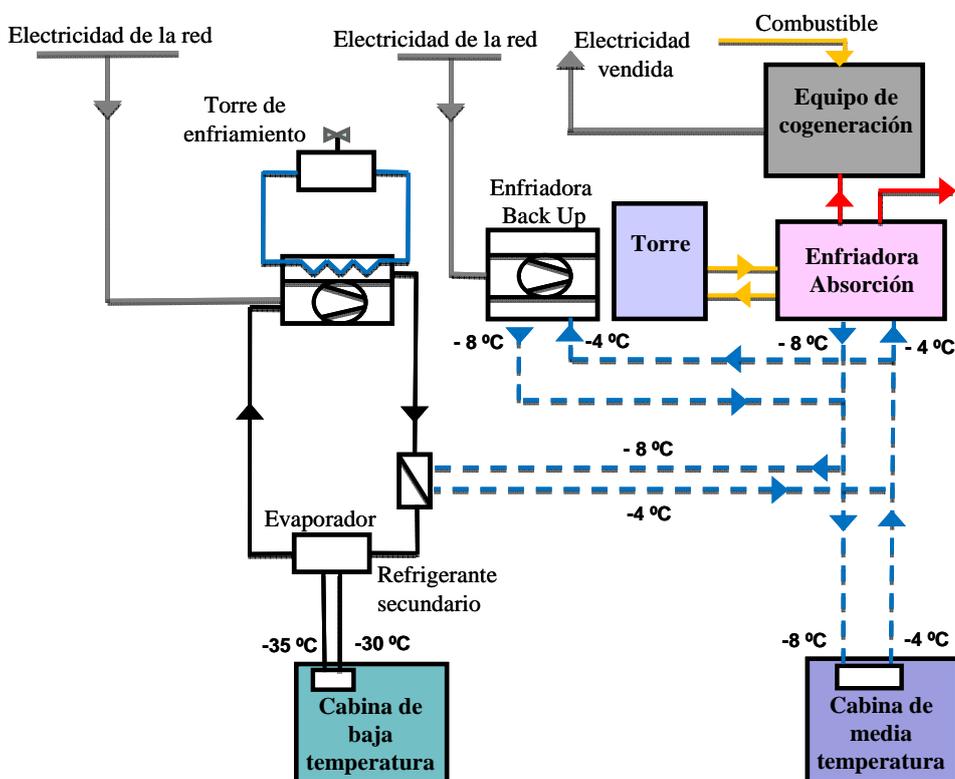


Figura A.8. Integración de una configuración de trigeneración con un sistema convencional en paralelo para el suministro energético en supermercados.

