



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Trigeneración en un hospital en Madrid

PROYECTO FIN DE CARRERA

Ingeniería Industrial

Autor: GEANY MARK ANTONIO STOICA

Tutor: PEDRO ACISCLO RODRÍGUEZ AUMENTE

Madrid, Junio de 2014

Agradecimientos

La finalización del presente proyecto viene a suponer la culminación de una etapa académica en mi vida. Es por ello que llegados a este punto son muchas las personas a las que me gustaría brindar mi más sincero agradecimiento por toda su dedicación y todo lo que me han enseñado a lo largo de estos años en mi paso por la universidad.

Especialmente quiero dedicar este proyecto a mi madre que siempre ha estado ahí apoyándome en los buenos y sobretodo en los malos momentos transmitiéndome siempre la fuerza, las ganas y el coraje necesarios para llegar hasta aquí.

También quiero hacer especial mención a mi tutor por haber aceptado mi propuesta de proyecto y haberme enseñado todo cuánto se sobre la cogeneración y muchas más cosas.

Por último quiero agradecer a Fernando y José Luis de la “Clínica La Luz” gracias a los cuales ha sido posible la realización del presente proyecto por haberme proporcionado los datos y la información necesaria para poder desarrollar un proyecto más firme con datos reales del funcionamiento de un hospital.

Muchas gracias a todos.

Índice

Agradecimientos.....	2
Índice.....	3
Lista de gráficos.....	7
Lista de tablas.....	10
Lista de figuras.....	12
1. Alcance del proyecto.....	13
1.1 Motivación.....	13
1.2 Objetivos.....	15
1.3 Metodología.....	15
2. Introducción.....	16
2.1 Sobre la cogeneración.....	16
2.2 La cogeneración en Europa.....	18
2.3 La cogeneración en España.....	20
2.4 Principales tecnologías de cogeneración.....	22
2.4.1 Motores alternativos de gas.....	22
2.4.2 Turbinas de gas.....	25
2.4.3 Emisiones contaminantes de las diferentes tecnologías.....	26
2.5 Otros componentes importantes de una instalación de trigeneración.....	27
2.5.1 Máquina de absorción de simple efecto.....	27
2.5.2 Máquina de absorción de doble efecto.....	33
2.5.3 Caldera auxiliar de respaldo.....	34
2.5.4 Torre de refrigeración.....	34
2.6 Posibles mejoras en la eficiencia de la instalación.....	37
2.6.1 Free Cooling.....	37
2.6.2 Aprovechamiento de los diferentes calores de refrigeración.....	40
2.6.3 Condensación de los gases de escape del “prime mover”.....	40
2.6.4 Velocidad variable del “prime mover”.....	41
2.7 Marco Legal.....	46
2.7.1 Real Decreto-ley 1/2012.....	46
2.7.2 Código Técnico de la Edificación CTE sección HE4.....	48

2.7.3	Orden IET/221/2013	48
3.	Formulación del proyecto	50
3.1	Descripción de las necesidades energéticas del hospital	50
3.1.1	Consumo eléctrico	50
3.1.2	Consumo de combustible	51
3.1.3	Cargas térmicas de refrigeración	52
3.1.4	Cargas térmicas de calefacción y demanda de agua caliente sanitaria.....	54
3.2	Potencias medias	57
3.2.1	Potencia eléctrica media	58
3.2.2	Potencia térmica media.....	58
3.3	Dimensionamiento de la instalación	61
3.3.1	Modelización de los distintos componentes	61
3.3.2	Rango inicial de potencias eléctricas contemplado en el estudio.....	66
3.3.3	Coefficiente de mérito para la producción de frío	67
3.3.4	Calor residual extraído del motor	68
3.3.5	Reparto del calor residual	69
3.3.6	Energía eléctrica generada.....	73
3.3.7	Parámetros de cogeneración	75
3.3.8	Emisiones de CO ₂	78
3.4	Conclusiones sobre el dimensionamiento	81
4.	Cálculos “mes a mes”	82
4.1	Componentes de la nueva instalación	82
4.1.1	Motor alternativo de gas natural	82
4.1.2	Máquina de absorción de simple efecto	82
4.1.3	Caldera auxiliar de respaldo	83
4.1.4	Equipos de refrigeración por compresión mecánica.....	83
4.1.5	Intercambiadores de calor.....	84
4.1.6	Torre de refrigeración.....	87
4.1.7	Sistema de control	87
4.1.8	Sistema eléctrico.....	87
4.2	Actuaciones de la instalación.....	88
4.2.1	Rendimientos del motor	88

4.2.2	Coeficiente de mérito para la producción de frío	90
4.2.3	Grado de carga del motor	91
4.2.4	Reparto del calor residual	93
4.2.5	Producción eléctrica	98
4.2.6	Parámetros de cogeneración	101
4.2.7	Emisiones de CO ₂	102
4.2.8	Cobertura eléctrica de la instalación.....	104
4.2.9	Cobertura térmica (calor y frío) de la instalación.....	105
4.2.10	Gastos máxicos medios combustible, aire y gases de escape	106
4.3	Ahorro anual en términos de energía primaria consumida de la instalación de trigeneración respecto a la convencional.....	107
4.4	Conclusiones sobre las actuaciones “mes a mes”	108
5.	Funcionamiento al mínimo REE	109
5.1	Justificación de este modo de operación.....	109
5.2	Grado de carga del motor.....	109
5.3	Reparto del calor residual	111
5.4	Energía eléctrica intercambiada con la red	113
5.5	Parámetros de cogeneración	115
5.6	Ahorro en las emisiones de CO ₂	116
5.7	Ahorro anual en términos de energía primaria consumida de la instalación de trigeneración respecto a la convencional.....	117
6.	Estudio económico	119
6.1	Introducción	119
6.2	Operación siguiendo la demanda de calor	119
6.2.1	Ingresos y gastos por la electricidad intercambiada con la red	119
6.2.2	Coste anual del gas natural	121
6.2.3	Ahorro económico anual en términos monetarios de la instalación de trigeneración respecto de la convencional.....	123
6.3	Operación al REE mínimo	126
6.3.1	Ingresos y gastos por la electricidad intercambiada con la red	126
6.3.2	Coste del gas natural.....	127
6.3.3	Ahorro económico anual en términos monetarios de la instalación de trigeneración respecto de la convencional.....	127



6.4	Análisis de la viabilidad económica de la instalación	128
6.4.1	Presupuesto	128
6.4.2	Métodos de análisis de inversiones	132
6.4.3	Conclusiones sobre el análisis económico.....	136
7.	Estudio de impacto ambiental.....	137
8.	Conclusiones.....	140
9.	Bibliografía.....	142
10.	Anexos.....	145
	ANEXO 1	146
	ANEXO 2	147
	ANEXO 3	148

Lista de gráficos

Gráfico 1: Evolución del precio de la electricidad en España y Europa	14
Gráfico 2: Evolución del precio del gas natural en España y Europa	14
Gráfico 3: CHP PES en función de la eficiencia eléctrica de la planta de cogeneración.	17
Gráfico 4: Porcentaje (%) que representa la cogeneración en el mix energético de generación eléctrica en Europa.....	19
Gráfico 5: Producción neta de electricidad (GWh anuales) según tipo de planta.....	20
Gráfico 6: Potencia instalada de cogeneración en España (MW) por rangos de potencia	21
Gráfico 7: Evolución del rendimiento y de la PME de los motores de gas.....	23
Gráfico 8: Variación de la eficiencia y de la concentración de NOx con el dosado en un motor alternativo de ignición forzada alimentado con gas natural.....	24
Gráfico 9: Variación del rendimiento con la potencia de las turbinas de gas.	25
Gráfico 10: COP de una máquina de absorción BrLi/agua para diferentes T ^a del generador en función de la T ^a de entrada al condensador.	30
Gráfico 11: COP de una máquina de absorción BrLi/agua para diferentes T ^a del evaporador en función de la T ^a de entrada al condensador. T ^a generador constante 105°C.	31
Gráfico 12: COP de una máquina de absorción BrLi/agua para diferentes grados de carga(%), diferentes T ^a salida del condensador y como función de la T ^a entrada del condensador. T ^a generador 100°C y evaporador 5°C constantes.....	32
Gráfico 13: Temperaturas medias mensuales en Madrid Capital.....	38
Gráfico 14: “Free Cooling” bypass del equipo de refrigeración durante los meses más fríos.....	39
Gráfico 15: Mapa de eficiencia para un motor alternativo de ignición forzada y GN ...	42
Gráfico 16: Eficiencia eléctrica normalizada para la operación a carga parcial del motor	43
Gráfico 17: Eficiencias a carga parcial para diferentes estrategias de control de la potencia en una turbina de gas de ciclo regenerativo.	45
Gráfico 18: Consumo de electricidad total frente al de los compresores de A/A.	53
Gráfico 19: Diagrama TS de un ciclo de refrigeración por compresión mecánica real (con sobrecalentamiento, subenfriamiento, compresión y expansión no isoentrópicas).54	
Gráfico 20: Cargas térmicas de calefacción, refrigeración y consumo de ACS.....	55
Gráfico 21: Potencias mensuales requeridas (kW) por el hospital.....	61
Gráfico 22: Eficiencia del motor y consumo específico en función de la potencia eléctrica neta.....	62
Gráfico 23: Eficiencia de una caldera de condensación en función de la potencia.....	65
Gráfico 24: Calor residual, energía consumida y potencia mecánica del motor MW....	69

Gráfico 25: Calor útil, calor excedentario, demanda de frío cubierta con absorción, demanda de frío cubierta con equipos convencionales MW	72
Gráfico 26: Potencia eléctrica neta consumida por el equipo respaldo, calor medio de calefacción y ACS proporcionado por el motor, calor para la máquina de absorción, calor residual reutilizado, calor aportado por la caldera de respaldo MW	72
Gráfico 27: Energía primaria consumida, déficit y excedente de energía eléctrica [MW]	74
Gráfico 28: Electricidad total neta en función de la potencia eléctrica de la planta.....	75
Gráfico 29: Relación de cogeneración de la instalación.....	77
Gráfico 30: FUE, REE, IAE y ΔF de la instalación de cogeneración.....	78
Gráfico 31: Ahorro (toneladas) y tasa de ahorro (%) anuales de CO ₂	80
Gráfico 32: Rendimiento térmico y mecánico de un motor “MWM TCG 2016” en función de su potencia eléctrica.....	89
Gráfico 33: Coeficiente de mérito para la producción de frío.....	90
Gráfico 34: grado de carga del motor cada mes	91
Gráfico 35: Calor residual, consumo gas, output eléctrico y demanda eléctrica en la operación “mes a mes” MW	92
Gráfico 36: Calor útil máximo aprovechable por la instalación mes a mes [W].....	93
Gráfico 37: Estimación pérdidas (MWh) del circuito de calefacción más ACS y de refrigeración.....	95
Gráfico 38: Calor útil aprovechado, calefacción más ACS, frío absorción y frío convencional MW.....	97
Gráfico 39: Potencia eléctrica consumida por los equipos de refrigeración convencionales, calor aportado a los equipos de absorción, calor reutilizado, calor aportado por la caldera auxiliar MW.....	98
Gráfico 40: Excedente y déficit eléctrico (kW) mes a mes	99
Gráfico 41: Energía eléctrica (MWh) intercambiada con la red a lo largo del año.....	100
Gráfico 42: FUE, REE, IAE, ahorro energía primaria (MW).	101
Gráfico 43: Ahorro en las emisiones de CO ₂ (toneladas) y tasa de ahorro (%)	103
Gráfico 44: Gastos máxicos medios [kg/s] combustible (mmc), aire (mma) y gases de escape (mme) mes a mes	106
Gráfico 45: Consumo y ahorro de energía primaria de la instalación de trigeneración vs convencional [MWh].....	107
Gráfico 46: Calor residual, consumo gas, output eléctrico y demanda eléctrica en la operación “mes a mes” [MW].	111
Gráfico 47: Calor útil aprovechado, calefacción más ACS, frío absorción y frío convencional MW.....	112
Gráfico 48: Potencia eléctrica consumida por los equipos de refrigeración convencionales, calor aportado a los equipos de absorción, calor reutilizado, calor aportado por la caldera auxiliar [MW].	113
Gráfico 49: Energía eléctrica intercambiada con la red [MWh].	114
Gráfico 50: FUE, REE, IAE y ahorro de energía primaria.....	115



Gráfico 51: Ahorro en las misiones de CO ₂ operando al REEmin [toneladas]	116
Gráfico 52: Consumo de energía primaria convencional frente trigeneración [MWh]	117
Gráfico 53: Coste del consumo de gas natural y coste e ingreso electricidad intercambiada con la red (miles€).	123
Gráfico 54: Costes mensuales (miles €) de la energía en trigeneración vs convencional	126
Gráfico 55: Flujos de caja acumulados durante los 10 primeros años [€].....	136
Gráfico 56: Ahorro en las emisiones de CO ₂ de los dos modos de operación [toneladas]	137
Gráfico 57: Tasa de ahorro de CO ₂ para los dos modos de operación [%]	138
Gráfico 58: Emisiones de CO ₂ de la instalación de trigeneración	139

Lista de tablas

Tabla 1: Emisiones de distintos contaminantes [gr/kWh _e] de varias tecnologías.	26
Tabla 2: Ventajas y desventajas de LiBr/H ₂ O y NH ₃ /H ₂ O.....	29
Tabla 3: Ocupación mensual del hospital en el año 2012	50
Tabla 4: Consumos eléctricos mensuales del año 2012	50
Tabla 5: Consumos gasóleo C mensuales del año 2012.....	52
Tabla 6: Consumos de energía eléctrica y frío producido por las máquinas de refrigeración.....	52
Tabla 7: Cargas térmicas de calefacción y demanda de ACS del año 2012.....	55
Tabla 8: Volumen total de ACS consumido frente a lo que marca el RITE.	57
Tabla 9: Consumo eléctrico de los compresores y total del hospital para el año 2012..	58
Tabla 10: Temperaturas medias en °C en Madrid Capital.....	58
Tabla 11: COPs medios mes a mes para un equipo convencional de refrigeración por compresión mecánica.	59
Tabla 12: COPs medios mes a mes para una máquina de absorción de simple efecto. .	59
Tabla 13: Demandas de calor medias totales desglosadas del año 2012.....	60
Tabla 14: Rendimientos del motor de gas natural en tres puntos a carga parcial.....	61
Tabla 15: Características técnicas más significativas del motor alternativo	82
Tabla 16: Características de los intercambiadores del circuito de ACS.....	87
Tabla 17: Energía eléctrica (kWh) intercambiada con la red a lo largo del año	100
Tabla 18: Ahorro en las emisiones de CO ₂ (toneladas)	103
Tabla 19: Grado de cobertura eléctrica (%) de la instalación.....	104
Tabla 20: Grado de cobertura (%) de la máquina de absorción y de los equipos convencionales a la producción de frío	105
Tabla 21: Consumo y ahorro de energía primaria de la instalación de trigeneración vs convencional [kWh]	108
Tabla 22: REE y carga del motor operando la instalación al REE mínimo	110
Tabla 23: Energía eléctrica intercambiada con la red (kWh).....	114
Tabla 24: Consumo de energía primaria convencional frente trigeneración [MWh]...	117
Tabla 25: Energía eléctrica (kWh) comprada y vertida a la red.....	120
Tabla 26: Ingresos (€) y gastos (€) de la electricidad intercambiada con la red	121
Tabla 27: Consumo (kWh) e importe (€) del gas natural.....	122
Tabla 28: Coste neto anual de la energía (€) en la instalación de trigeneración	125
Tabla 29: Precio (€) de la energía en la instalación convencional	125
Tabla 30: Ingreso por la venta de electricidad [€].....	126
Tabla 31: Consumo y coste del gas natural (€)	127
Tabla 32: Coste neto anual de la energía (€) en la instalación de trigeneración	128
Tabla 33: Costes típicos de una instalación de cogeneración con motor alternativo propulsado por gas.....	129
Tabla 34: Costes típicos y características de distintos modos de refrigeración.....	130



Tabla 35: Presupuesto final de la instalación de trigeneración	131
Tabla 36: Flujos de caja netos, operación adaptada a la demanda de calor [€].....	134
Tabla 37: Flujos de caja netos, operación al REE mínimo [€].....	135

Lista de figuras

Figura 1: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de simple efecto, fluido de trabajo $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ o $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	28
Figura 2: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto..	33
Figura 3: Esquema de una torre de refrigeración abierta de tiro inducido.	36
Figura 4: Colector corrido del circuito de agua caliente	86

1. Alcance del proyecto

1.1 Motivación

Los hospitales por su finalidad y características operacionales, destacan como un sector particularmente intensivo en el uso y consumo de la energía. Estos deben permanecer operativos las veinticuatro horas del día, los 365 días del año, con una demanda continuada de energía eléctrica y térmica, que no puede interrumpirse bajo ningún concepto. Hecho que le confiere en este caso un valor añadido a una instalación de trigeneración, al gozar esta de un mayor grado de seguridad e independencia en el suministro entre otras ventajas.

Las exigencias especiales de climatización y calidad del aire, así como los tratamientos para el control de la transmisión de enfermedades contribuyen significativamente al elevado consumo energético. Este gran consumo de energía cada vez mayor y el aumento significativo de los costes tanto de la energía eléctrica así como de los combustibles (gas natural) tal y como se reflejan en el Gráfico 1 y Gráfico 2 respectivamente, han hecho que la eficiencia energética sea un concepto muy importante a tener en cuenta. Tanto a la hora de diseñar nuevos hospitales, así como, para los ya existentes en los cuales sustituir una instalación convencional y obsoleta por una más moderna y eficiente, puede reportar ahorros económicos significativos en la factura energética, pudiéndose amortizar la inversión inicial de la nueva instalación en varios años.

También una instalación de trigeneración al usar más eficazmente los recursos energéticos supone un menor impacto medioambiental en cuanto a emisiones contaminantes y todo ello sin perder confort ni operatividad en las condiciones del hospital.

Electricity prices for industrial consumers
 EUR per kWh

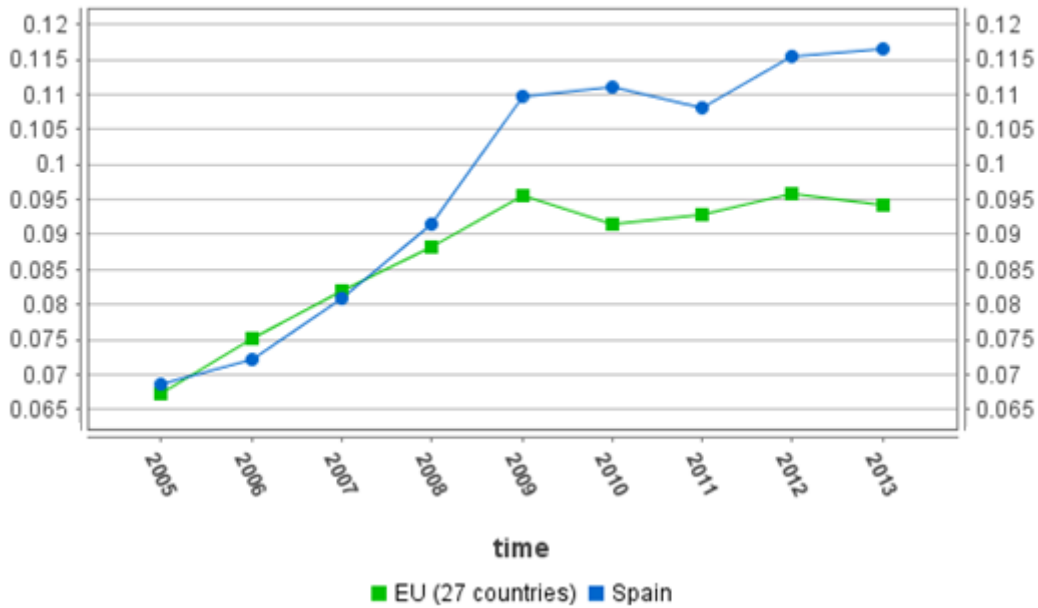


Gráfico 1: Evolución del precio de la electricidad en España y Europa¹

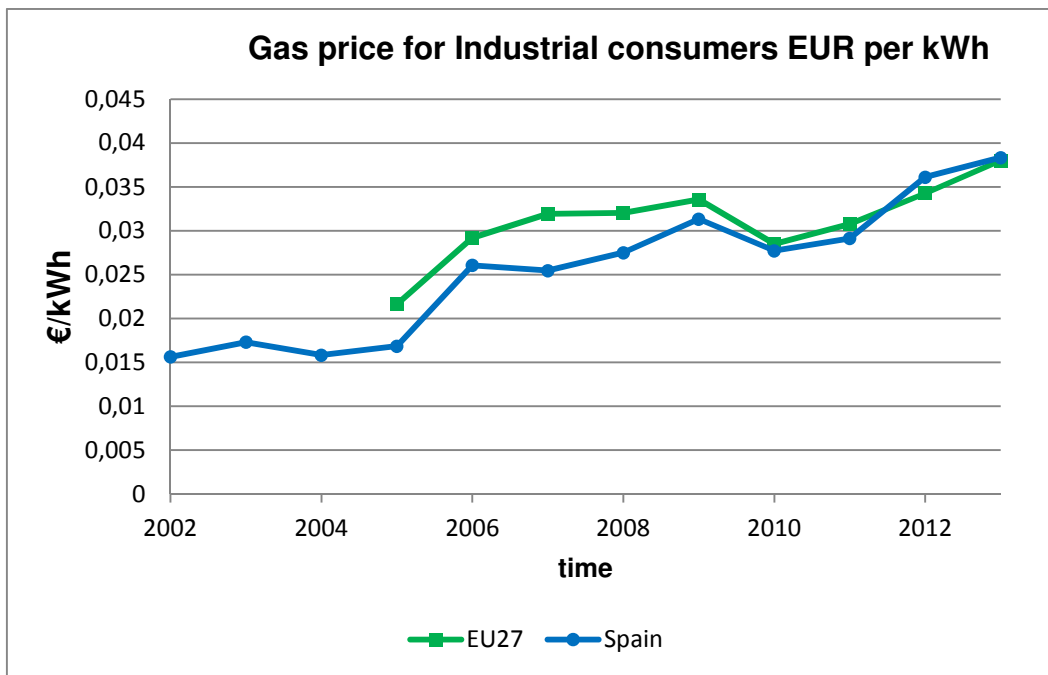


Gráfico 2: Evolución del precio del gas natural en España y Europa²

¹ Para grandes consumidores, superiores a 15.000kWh al mes Fuente: Comisión Europea EUROSTAT
<http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/>

² Para consumidores industriales con una banda de consumo I3 de 10.000 a 100.000 GigaJulios al mes (2778MWh – 27780MWh); 1kWh=3,6.10⁶J, 1GJ=277,78kWh
 Gráfico; elaboración propia, datos; Comisión Europea EUROSTAT.

1.2 Objetivos

En el presente proyecto se tiene como finalidad determinar de forma precisa las posibilidades de trigeneración de un hospital concreto. Basando los cálculos y simulaciones en datos reales facilitados por el propio centro, que analizándolos posteriormente se podrá decidir sobre el tipo de planta y potencia más adecuada a su configuración energética actual.

Los objetivos a cumplir en el presente proyecto por tanto son:

- ✓ Estudio de la viabilidad de implantar un sistema de trigeneración que cubra eficazmente las demandas de electricidad, calor y frío del hospital.
- ✓ Reducir la factura energética anual siendo más eficiente en el uso de la energía.
- ✓ Reducir las emisiones contaminantes.
- ✓ Analizar y dimensionar lo más eficazmente posible la nueva instalación de trigeneración, seleccionando la opción que mejor se ajuste a las necesidades energéticas concretas del hospital.
- ✓ Proponer una instalación que sea viable económicamente.

1.3 Metodología

Se calculará la opción de cogeneración con motor alternativo de gas natural, dado el mayor rendimiento mecánico de esta tecnología y gracias a que se puede inyectar el excedente eléctrico a la red.

Se realizará basándose en los datos de consumos de electricidad, combustible y cargas térmicas totales del hospital, un primer estudio para dimensionar lo más eficazmente las características de la nueva instalación, utilizando para ello valores medios anuales.

Una vez dimensionada la nueva instalación y todos sus componentes, conociendo ya de antemano los distintos valores de sus diferentes parámetros operacionales de cada máquina (catálogo del fabricante), se procederá a analizar un análisis más exhaustivo de las actuaciones de la instalación mes a mes durante todo el año. Finalmente se realizará también un estudio económico para determinar la viabilidad y rentabilidad de la nueva instalación que se propone.

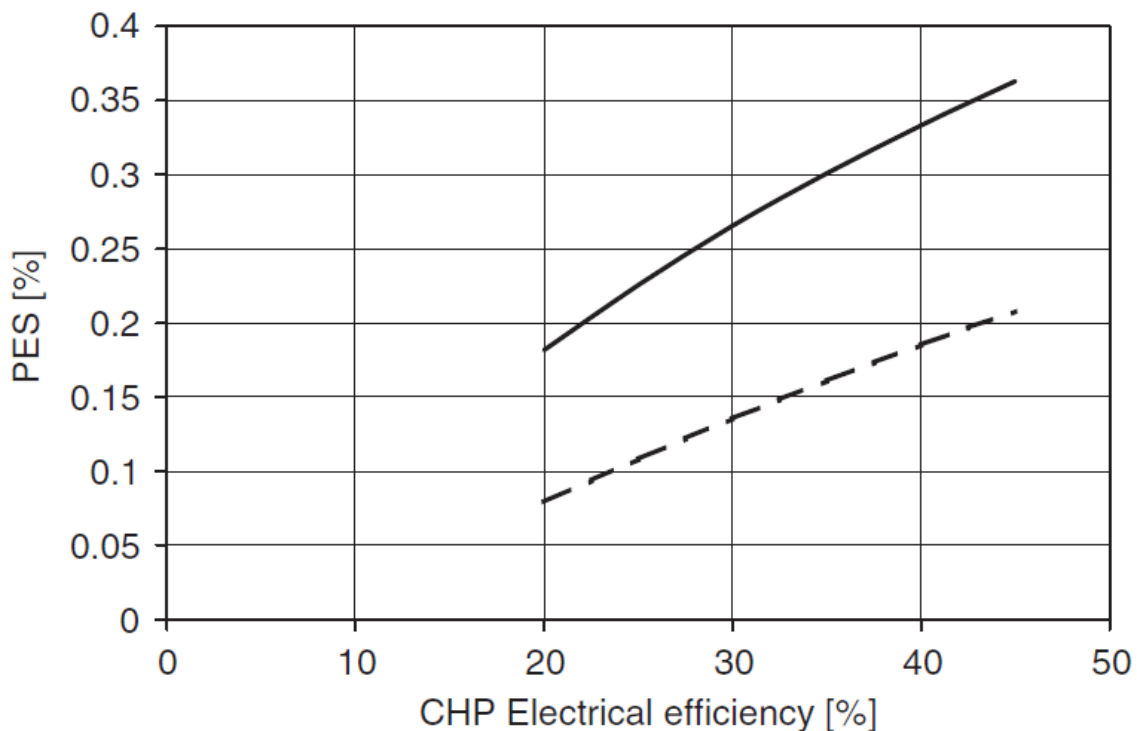
Para todos estos cálculos se utilizará el programa informático de cálculo MATHCAD³.

³ <http://www.ptc.com/product/mathcad/>

2. Introducción

2.1 Sobre la cogeneración

Esta tecnología es la producción simultánea y conjunta de energía eléctrica y calor útil (CHP)⁴. Comparada con la generación convencional y separada de electricidad (grandes centrales eléctricas) y calor (calderas), la cogeneración tiene el potencial de disminuir el consumo de energía primaria entre un 20 y un 30% produciendo la misma cantidad de electricidad y calor⁵. Esto puede verse mejor en el siguiente Gráfico 3, donde se muestra el PES (“Primary energy savings” Índice de ahorro de energía primaria IAE) como una función de la eficiencia eléctrica de la planta de cogeneración para dos valores diferentes de eficiencias eléctricas de plantas de generación eléctrica convencionales, la línea continua corresponde a un rendimiento eléctrico de 0,4 (valor muy típico de las grandes centrales térmicas de producción eléctrica) y la línea discontinua 0,55 (valor que corresponde a la mejor tecnología disponible actualmente para producción de electricidad, esto es, centrales de ciclo combinado). Así mismo para la realización de la gráfica se ha supuesto un rendimiento de la caldera convencional $\eta_{q,conv} = 0,9$.



⁴ CHP “Combined Heat and Power”.

⁵ Fuente: Aikaterini F, Anders NA, David T. Exploration of economical sizing of gas engine and thermal store for combined heat and power plants in the UK. Energy 2008;33(11):1659–70.

Gráfico 3: CHP PES en función de la eficiencia eléctrica de la planta de cogeneración⁶.

Para entender mejor el gráfico anterior y por tanto el ahorro energético que supone la cogeneración frente a la producción separada de electricidad y calor, definimos el PES matemáticamente como un cociente entre el ahorro de energía primaria que consigue la planta de cogeneración y la energía consumida si se cubriese esa misma demanda separadamente con electricidad de la red y una caldera convencional, es por tanto un valor adimensional (%).

$$PES = \frac{\Delta F}{\frac{Q_u}{\eta_{q,conv}} + \frac{W_e}{\eta_{e,conv}}}$$

Donde:

$$\Delta F = \frac{Q_u}{\eta_{q,conv}} + \frac{W_e}{\eta_{e,conv}} - F$$

Que operando se puede simplificar:

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{th,cogen}}{\eta_{q,conv}} + \frac{\eta_{e,cogen}}{\eta_{e,conv}}}$$

El primer término $\frac{Q_u}{\eta_{q,conv}} + \frac{W_e}{\eta_{e,conv}}$ representa el modo convencional cubriendo la demanda de calor con una caldera e importando la electricidad de la red. En el segundo término, “F” representa la energía primaria consumida por la planta de cogeneración cubriendo la misma demanda térmica y eléctrica.

Donde $\eta_{th,cogen}$ representa el rendimiento térmico de la instalación de cogeneración, es decir, que porcentaje de la energía primaria F puesta en juego se transforma en calor útil y por tanto aprovechable. Así mismo $\eta_{e,cogen}$ representa el rendimiento eléctrico de la instalación de cogeneración y que se define como el producto rendimiento mecánico del “prime mover”⁷ por el rendimiento del generador eléctrico acoplado.

En una instalación que trabaje en paralelo con la red eléctrica, es decir, conectada a esta $\eta_{e,conv}$ representa el rendimiento de dicha red eléctrica contabilizando también las pérdidas por distribución de la electricidad.

A la vista de lo expuesto anteriormente pueden extraerse varias conclusiones.

La importancia de contar con una eficiencia elevada en la planta de cogeneración es decisiva sobre el ahorro de energía primaria que se consigue con esta tecnología.

⁶ Línea continua $\eta_{(e,conv)}=0,4$; línea discontinua $\eta_{(e,conv)}=0,55$; Fuente: Performance of an innovative 120 kWe natural gas cogeneration system “M. Badamia, A. Casettia, P. Campanileb, F. Anziosob” Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino, Italy.

⁷ Depende de la tecnología de cogeneración que se use y puede ser; motor alternativo, turbina de gas, turbina de vapor etc...

La competencia de la instalación de cogeneración con la red eléctrica convencional en la producción de energía eléctrica en términos de ahorro de energía primaria es tanto más difícil cuanto más eficiente (y limpia si atendemos a las emisiones de CO₂) es dicha red eléctrica⁸.

Por lo tanto una mayor eficiencia de la planta de cogeneración supone un menor consumo de energía primaria y naturalmente un descenso en las emisiones de dióxido de carbono asociadas a la utilización de combustibles fósiles. Así mismo ayuda a descentralizar la generación eléctrica, disminuyendo al mismo tiempo la dependencia energética del país y haciéndolo más competitivo.

2.2 La cogeneración en Europa

La cogeneración por su alta eficiencia y uso racional de la energía juega un papel importante en las estrategias energéticas europeas, al contribuir directamente a tres pilares fundamentales de la política común europea: competitividad, emisiones contaminantes y seguridad de suministro.

En el año 2010, el potencial de cogeneración en Europa estaba estimado en torno a 150GW⁹. Los planes de desarrollo más ambiciosos indican la posibilidad de doblar esa capacidad instalada en el 2020 tal y como deriva de la Directiva 2004/8/EC.

En cuanto al peso específico que tiene la cogeneración en el mix energético de generación eléctrica de los diferentes países de la Unión Europea puede verse en el siguiente Gráfico 4. Este abarca tanto la cogeneración de tipo industrial como la referente a aplicaciones de “district heating” y se aprecia que se trata ya de una tecnología madura que representa en torno al 12% de la generación eléctrica europea para la media de los 27. También destaca el caso particular de países como Dinamarca donde hasta el año 2005 la cogeneración suponía más de la mitad de la generación eléctrica nacional. Pero también Finlandia (38%), Holanda (30%), e incluso países con economías en transición como es el caso de Letonia (38%), Hungría (21%) o República Checa (17%).

Cabe destacar la gran implantación de los sistemas de “energía de distrito” en la Unión Europea, tecnología esta que no ha sido implantada todavía en España de forma significativa.

⁸ Depende del modelo de generación eléctrica, es decir, de las tecnologías que se usen para producir electricidad, así como de la eficiencia de la red de distribución de dicha energía eléctrica.

⁹ Fuente: Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Comunidad de Madrid, “Guía de la Cogeneración año 2010” <http://www.fenercom.com/>

Combined heat and power generation
 % of gross electricity generation

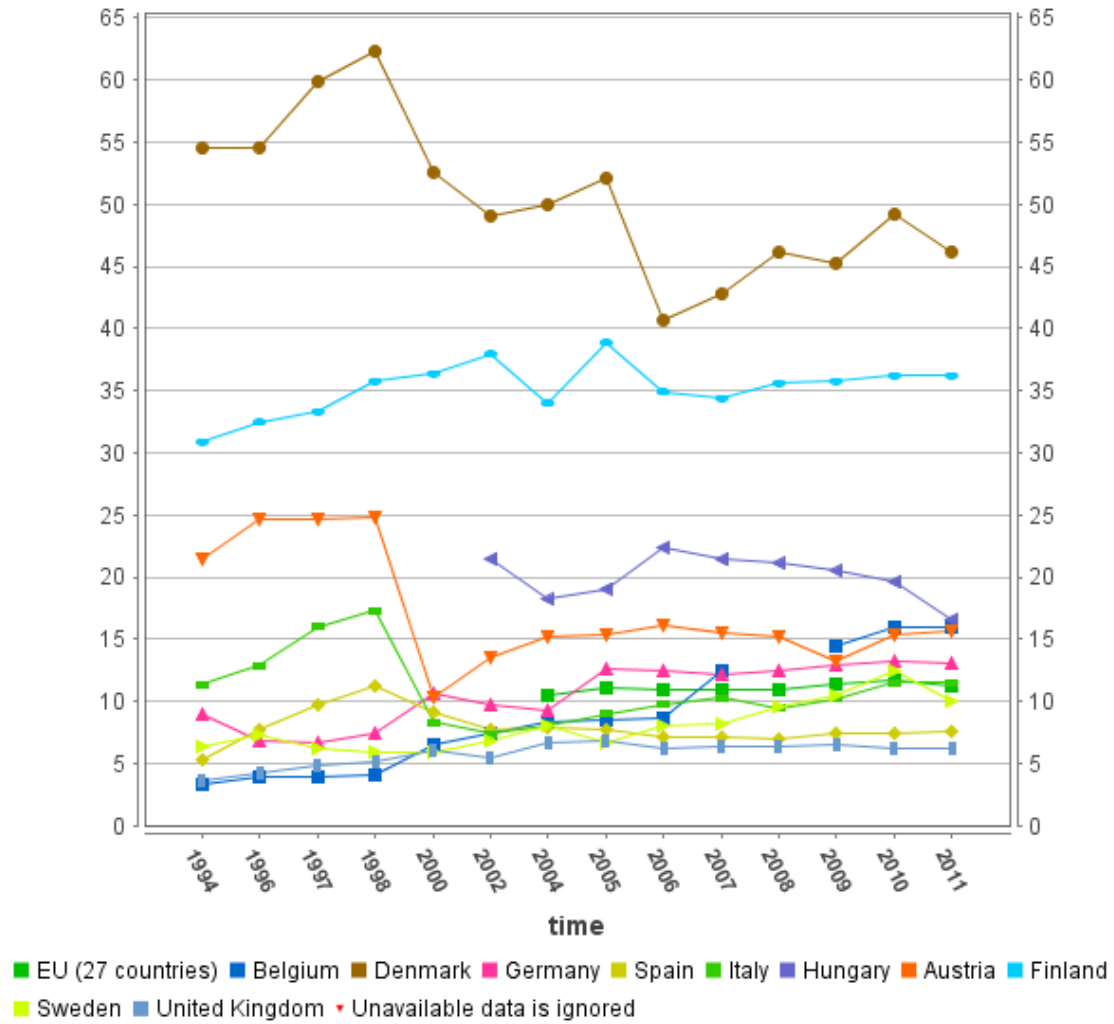


Gráfico 4: Porcentaje (%) que representa la cogeneración en el mix energético de generación eléctrica en Europa¹⁰

¹⁰ Fuente: Comisión Europea EUROSTAT
<http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/>

2.3 La cogeneración en España

En cuanto al parque de cogeneración español, la potencia total instalada a principios del año 2009 era de 6170MW, representando ello el 6,5% de la capacidad total de generación eléctrica instalada (94.726MW)¹¹. La cogeneración también cubrió en 2009 el 12% de la demanda eléctrica total de España. Esto supuso un ahorro de 1.300GWh/año en pérdidas del sistema de distribución por el transporte de la energía eléctrica desde las plantas de generación a los consumidores, ya que la cogeneración se conecta a nivel del consumidor final de la electricidad.

La consolidación de la cogeneración en los últimos años puede observarse en el Gráfico 5, que representa las distintas tecnologías empleadas y su peso en el mix de generación eléctrica español.

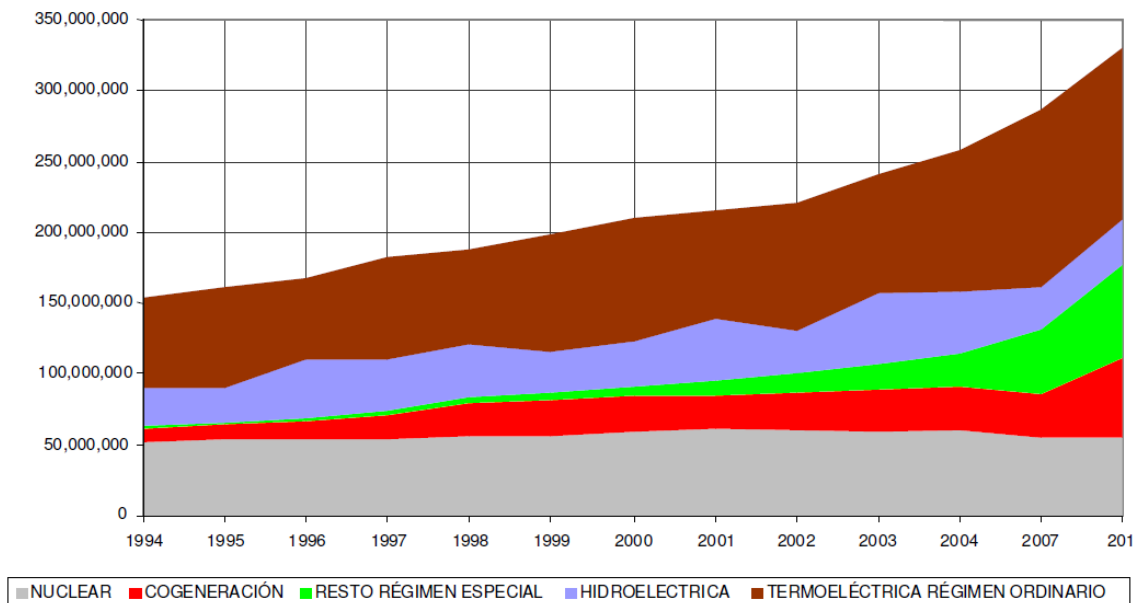


Gráfico 5: Producción neta de electricidad (GWh anuales) según tipo de planta¹²

A principios del año 2009, el número total de plantas instaladas eran de 883 y su distribución por rangos de potencias puede apreciarse en el Gráfico 6.

¹¹ Fuente: Guía de la cogeneración fenercom 2010.

¹² Fuente: IDAE Análisis del Potencial de Cogeneración de alta eficiencia en España 2010-2015-2020.

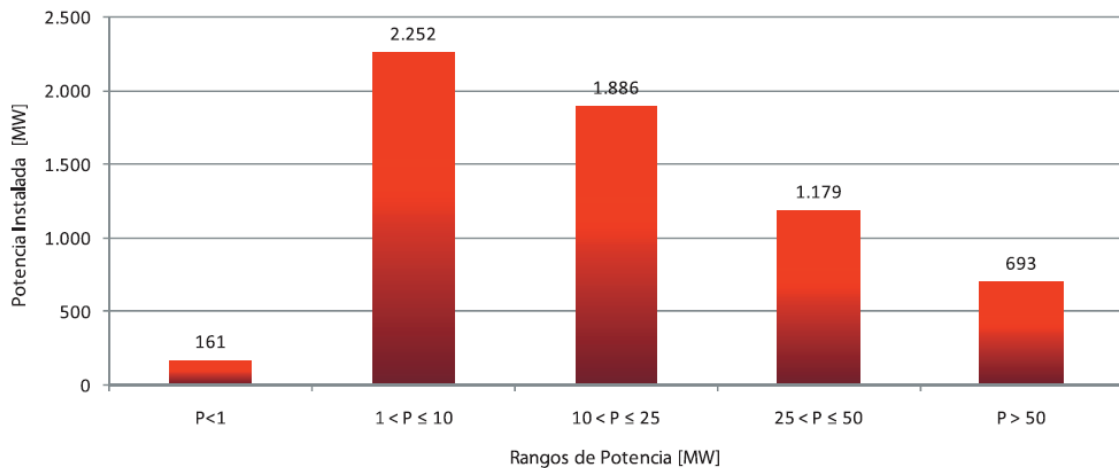


Gráfico 6: Potencia instalada de cogeneración en España (MW) por rangos de potencia¹³

Lo anterior nos muestra que España cuenta con un alto grado de penetración de la cogeneración en el sector industrial, siendo los subsectores más desarrollados el papelerero, refino, química, petroquímica y alimentación. Mientras que hay poco desarrollo todavía de esta tecnología en el sector terciario, es por ello que cabe esperar un mayor crecimiento de la microgeneración y cogeneración a pequeña escala como consecuencia también del desarrollo y ampliación de las redes de suministro de combustible, en particular de gas natural que es el combustible más empleado para cogenerar al representar el 76%. Para ello también se debería estimular la cogeneración a pequeña escala con políticas que faciliten el intercambio de energía eléctrica con la red, reduciéndose las trabas administrativas y los peajes.

En cuanto al rendimiento eléctrico del parque de cogeneración español se situó en el 29,7% y el rendimiento global, que evalúa el porcentaje de la energía contenida en el combustible utilizada está en el 73,2%. Estos rendimientos son significativamente superiores a los sistemas convencionales de producción de energía eléctrica, donde gran parte de la energía contenida en el combustible se tiene que disipar y no se aprovecha, esto indica que esta tecnología ayuda a mejorar la intensidad energética del país y con ello la competitividad de su economía, es decir, se necesitarían menos unidades de energía empleada por cada unidad de riqueza generada.

La cogeneración también ahorra energía primaria, estimada en torno a 20.000GWh al año en España, lo que se traduce en una menor importación de combustible y dependencia energética, así como en una disminución de las emisiones contaminantes

¹³ Fuente: IDAE Análisis del Potencial de Cogeneración de alta eficiencia en España 2010-2015-2020

de gases de efecto invernadero asociadas a la generación eléctrica, estimadas en torno a 5 millones de toneladas de dióxido de carbono al año¹⁴.

Este alto rendimiento incrementa la competitividad de esta tecnología y ello se refleja en los menores costes de producción eléctrica si la comparamos tanto con el resto del régimen especial así como con el régimen ordinario. Mientras el conjunto del régimen especial tiene un precio de la electricidad en bornes del usuario (baja tensión) de 124€/MWh, la cogeneración se sitúa en 87MWh, un valor incluso inferior al del régimen ordinario de 95€/MWh¹⁵. Todo lo anterior supone un ahorro anual de en torno a 180 millones de euros.

También como ventaja competitiva adicional cabe mencionar que al ser la cogeneración una forma distribuida de generación eléctrica no tiene pérdidas por transporte y distribución, las cuales están estimadas en más del 10% anual del total de la energía eléctrica producida en el sistema eléctrico peninsular.

Por todo lo expuesto anteriormente, se sugiere que la cogeneración debería ser la tecnología a aplicar siempre que sea posible su implantación y se empleen combustibles de origen fósil en máquinas térmicas, las cuales tienen limitado su rendimiento mecánico máximo¹⁶ y por consiguiente tienen impuesta la necesidad de evacuar calor residual.

2.4 Principales tecnologías de cogeneración

La mayoría de los sistemas de cogeneración se basan principalmente en estas dos tecnologías contempladas en el estudio. Por lo tanto solo se van a describir las principales características de los motores alternativos de gas y de las turbinas de gas.

2.4.1 Motores alternativos de gas

Los motores alternativos de gas natural son máquinas volumétricas de combustión interna de cuatro tiempos, turboalimentadas generalmente¹⁷ y de ignición forzada.

¹⁴ Fuente: Guía de la cogeneración fenercom 2010.

¹⁵ Datos correspondientes al año 2009, Fuente: “Guía de la cogeneración fenercom 2010”.

¹⁶ Teorema de Carnot: Ninguna máquina térmica funcionando entre dos focos de diferentes temperaturas tiene mayor rendimiento que el de una máquina de Carnot operando entre los mismos focos.

¹⁷ Es necesario un compresor para el gas, generalmente obtenido a través de una línea de baja presión, salvo que se realice la mezcla antes del compresor (sistemas draw-through). Pero al sobrealimentarse se logran mayores potencias por unidad de cilindrada.

Funcionan bajo la tecnología “lean burn”¹⁸, que incrementa la eficiencia y disminuye las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) al alcanzarse en la cámara de combustión temperaturas menores. También se reduce notablemente el riesgo de detonación durante la carrera de compresión al trabajar el motor con mezclas pobres en combustible, haciendo ello posible un mayor grado de sobrealimentación y mayores relaciones de compresión permitidas dentro del motor¹⁹, repercutiendo esto en mayores potencias y eficiencias alcanzables para una cilindrada dada. Se trata pues de una tecnología madura que ha experimentado una considerable mejora de sus prestaciones en las últimas décadas tal y como se desprende del siguiente Gráfico 7.

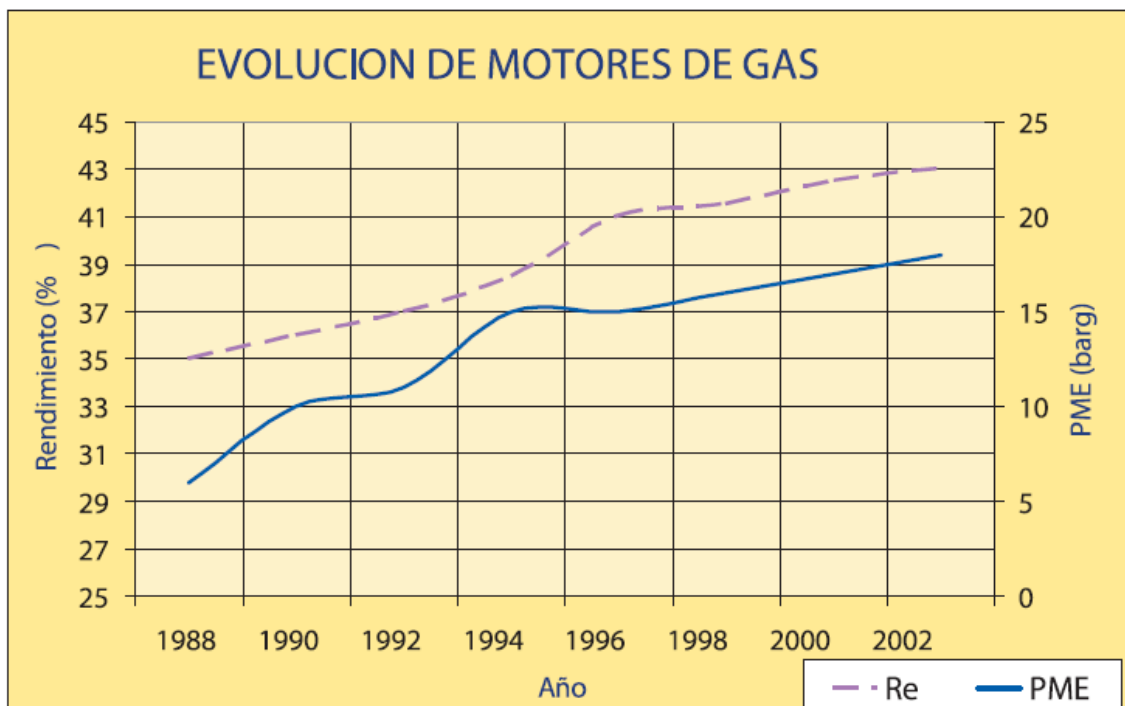


Gráfico 7: Evolución del rendimiento y de la PME²⁰ de los motores de gas²¹

La relación aire/combustible típica que podemos introducir en estos motores sin que se produzca el fallo (detonación o extinción de la llama) y maximizando la eficiencia del mismo puede verse en el Gráfico 8.

¹⁸ Mezcla pobre en combustible, es decir, exceso de aire respecto a la cantidad estequiométrica necesaria para la combustión completa del combustible.

¹⁹ También hay que hacer notar que el gas natural tiene un índice de octano superior al de la gasolina, lo que le confiere un mayor poder antidetonante.

²⁰ Presión media, se define como aquella sobrepresión que en el cilindro da igual trabajo en la carrera de expansión que el ciclo. Indicada es en el émbolo y efectiva cuando es en el eje. La PME es un término muy útil para comparar motores de diferentes tamaños y establecer sus límites de prestaciones. Hay que destacar también que este parámetro no depende de la cilindrada del motor. Puede medirse experimentalmente en un banco de pruebas para motores alternativos y se conoce como presión media efectiva al freno “bmep (brake mean effective pressure)”.

²¹ Fuente: Guía de la cogeneración fenercom 2010.

Al utilizar estos motores de gas un dosado menor que el estequiométrico (exceso de aire del necesario para la combustión completa del combustible), sus tamaños son superiores al de un motor de gasolina o diésel de similar potencia, imposibilitando por ahora su aplicación a gran escala en vehículos.

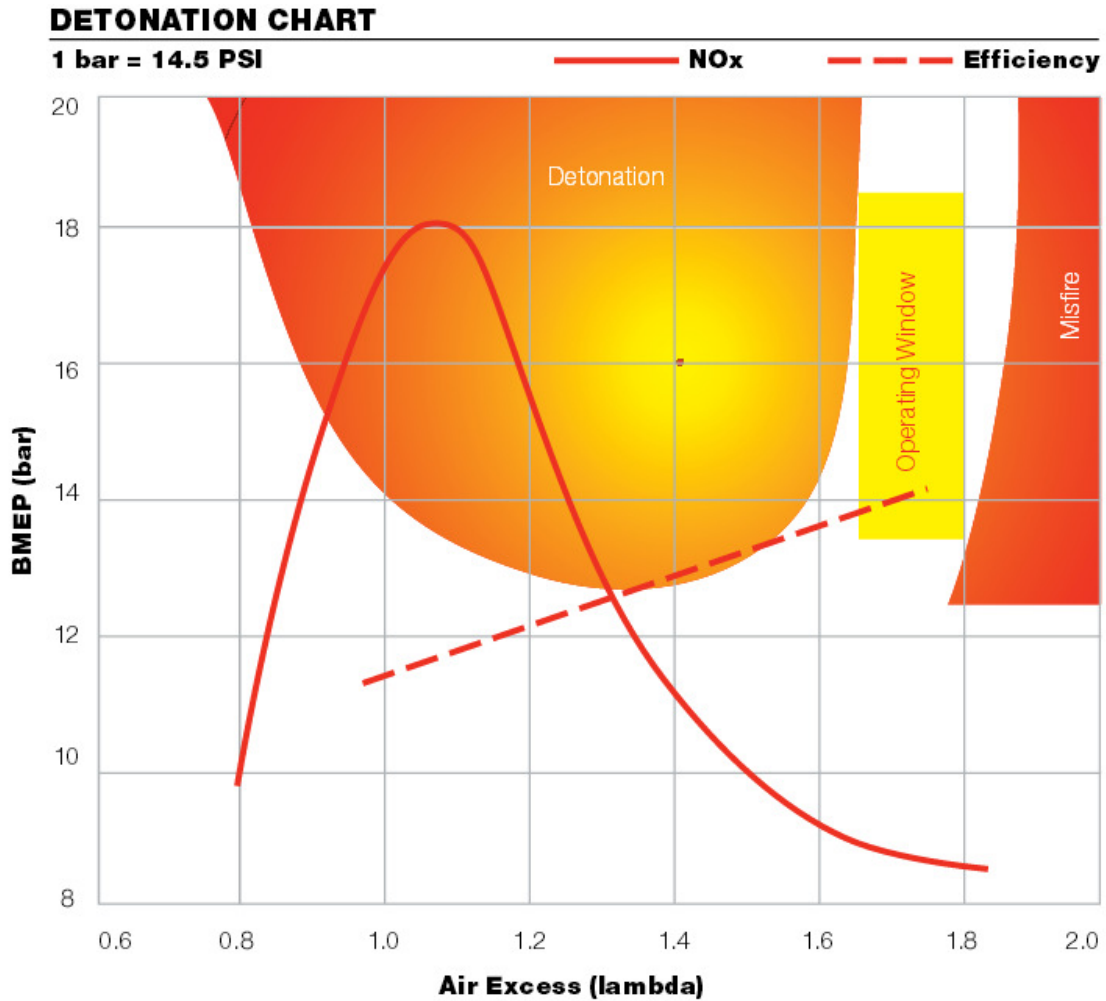


Gráfico 8: Variación de la eficiencia y de la concentración de NOx con el dosado en un motor alternativo de ignición forzada alimentado con gas natural²².

²²Fuente: Technical information from Cummins Power Generation; “Lean-burn engine technology increases efficiency, reduces NOx emissions”
<http://www.cumminspower.com/www/literature/technicalpapers/PT-7009-LeanBurn-en.pdf>

2.4.2 Turbinas de gas

Son máquinas térmicas de flujo continuo y combustión interna que cubren un amplio rango de potencias desde unos kilovatios hasta cientos de megavatios, en multitud de aplicaciones (propulsión de aeronaves, barcos, microgeneración, centrales eléctricas etc...).

Su rendimiento mecánico aumenta con la potencia tal y como se desprende del

Gráfico 9, para potencias del orden de 100MW y superiores el rendimiento disminuye ligeramente aunque sigue siendo creciente con la potencia, ello se traduce en unos gases de escape más calientes²³ que permiten generar vapor a mayores presiones y por tanto obtener mayores eficiencias globales en aplicaciones de ciclo combinado por ejemplo.

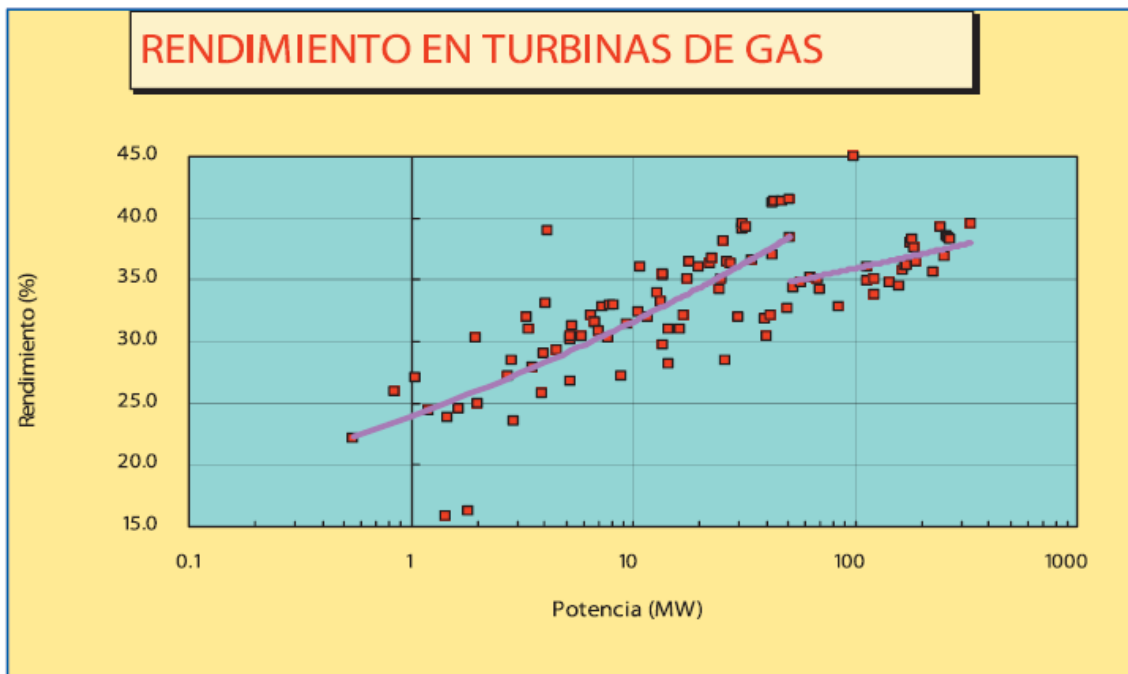


Gráfico 9: Variación del rendimiento con la potencia de las turbinas de gas²⁴.

El rendimiento de estas máquinas está limitado por la máxima temperatura que es capaz de resistir la primera fila de álabes del estator de la turbina, que es el punto más caliente del sistema. Ya que a diferencia de los motores alternativos, las turbinas de gas no tienen necesidad de refrigeración externa, no obstante para proteger a los diferentes

²³ La temperatura de los gases de escape es creciente a medida que disminuye el rendimiento mecánico de la turbina según la expresión: $T_{esc} = T_{adm} + \frac{PCI_{comb}(1 - \eta_{mTG})}{c_{p_aire}(1 + RAC_{TG})}$. Donde RAC es la

relación aire combustible de la turbina y PCI el poder calorífico inferior del combustible. La expresión anterior resulta de realizar un balance de energía a la propia turbina de gas.

²⁴ Fuente: Guía de la cogeneración fenercom 2010.

elementos mecánicos de la turbina sometidos a las altas temperaturas²⁵ de los gases de escape posteriores a la cámara de combustión se recurre a una técnica denominada “film cooling” que inyecta aire frío del compresor a los álabes de la turbina a través de unos diminutos orificios colocados estratégicamente en el perfil (en los puntos de remanso²⁶ principalmente).

Las turbinas de gas son muy útiles en aplicaciones de cogeneración ya que concentran toda la fuente de calor en los gases de escape que se encuentran a alta temperatura y por tanto a mayor disponibilidad²⁷ para su posterior aprovechamiento.

En aplicaciones de menor tamaño se utilizan microturbinas, las cuales tienen peor rendimiento para ciclos simples pero que con regeneración²⁸ pueden alcanzar eficiencias superiores al 30%.

2.4.3 Emisiones contaminantes de las diferentes tecnologías

Otro aspecto muy importante a tener en cuenta tanto por razones de normativa como medioambientales cuando comparamos diferentes tecnologías de generación eléctrica, son el grado de emisiones de contaminantes de las mismas.

Contaminante	Turbina de Gas	Cogeneración en Ciclo Combinado	Motor de Gas	Motor Fuelóleo	Central Eléctrica de Ciclo Combinado	Central Eléctrica de Carbón
NO ₂	0,20	0,20	1,2	7,2	0,24	3,4
SO ₂	-	-	-	3		15
CO ₂	245	210	284	530	350	1000
CO	0,1	0,1	1,6	1,7	0,1	1,0

Tabla 1: Emisiones de distintos contaminantes [gr/kWh_e] de varias tecnologías²⁹.

Este es uno de los principales atractivos de la cogeneración, su menor impacto medioambiental comparada con otras tecnologías que usan también combustibles de

²⁵ Superiores a los 1000°C, donde la mayoría de metales incluso los de mayor punto de fusión están cerca del mismo y sufren una pérdida de su rigidez mecánica. Son necesarios por tanto materiales con buen comportamiento a fluencia, junto a la necesidad del “film cooling”.

²⁶ Puntos de velocidad muy baja o nula del fluido respecto al álabe.

²⁷ La disponibilidad se define como una propiedad termodinámica que expresa la cantidad máxima de trabajo útil que puede entregar un sistema cuando sigue un proceso totalmente reversible desde un estado inicial hasta el estado muerto (cuando el sistema ya alcanza el equilibrio termodinámico con los alrededores).

²⁸ Simplemente es calentar en un intercambiador el flujo de aire procedente del compresor antes de introducirlo a la cámara de combustión con los gases calientes salientes de la turbina.

²⁹ Guía de la cogeneración fenercom 2010.

origen fósil. Estos menores valores en las emisiones comparados con los de una central térmica convencional son posibles gracias al mayor rendimiento global en bornes del usuario final que ofrece la cogeneración.

Es importante hacer notar que los bajos valores de NO_x de una turbina de gas son posibles gracias a la posibilidad de limitar la temperatura de la cámara de combustión por la adicción de vapor de agua. En los motores alternativos de gas se utiliza el sistema “lean burn” comentando anteriormente para obtener esta reducción de los óxidos de nitrógeno.

2.5 Otros componentes importantes de una instalación de trigeneración

2.5.1 Máquina de absorción de simple efecto³⁰

Estas máquinas son capaces de generar como efecto útil frío para refrigeración utilizando para ello una fuente de calor, generalmente la energía térmica residual de cualquier proceso, en este caso el calor rechazado por la máquina térmica.

El esquema básico de funcionamiento de una máquina de absorción de simple efecto puede verse en la siguiente Figura 1. Donde el ciclo realizado por el fluido de trabajo en la máquina puede describirse como sigue:

- Se aporta calor en el generador separando el refrigerante del absorbente (solución concentrada).
- El refrigerante pasa al condensador (torre de refrigeración externa necesaria) y la solución concentrada vuelve a través de un recuperador de calor y una válvula de expansión al absorbedor (este elemento también necesita disipar calor del ciclo).
- El refrigerante después de ser condensado pasa a través de una válvula de expansión al evaporador donde produce el efecto útil del ciclo (frío) y sufre un proceso de ebullición a bajas temperaturas como consecuencia de su baja presión en este punto del ciclo.
- A continuación el refrigerante gaseoso vuelve al absorbedor donde se mezcla con la solución concentrada para dar una disolución del refrigerante en el absorbente de concentración media que vuelve a bombearse (empleo de una bomba de disolución externa) al generador para repetir el ciclo.

³⁰ Se ha optado por elegir una máquina de simple efecto frente a una de doble, ya que en la de simple se puede aportar calor al generador de la misma a más baja temperatura, aprovechando por tanto mayor parte de la energía térmica residual.

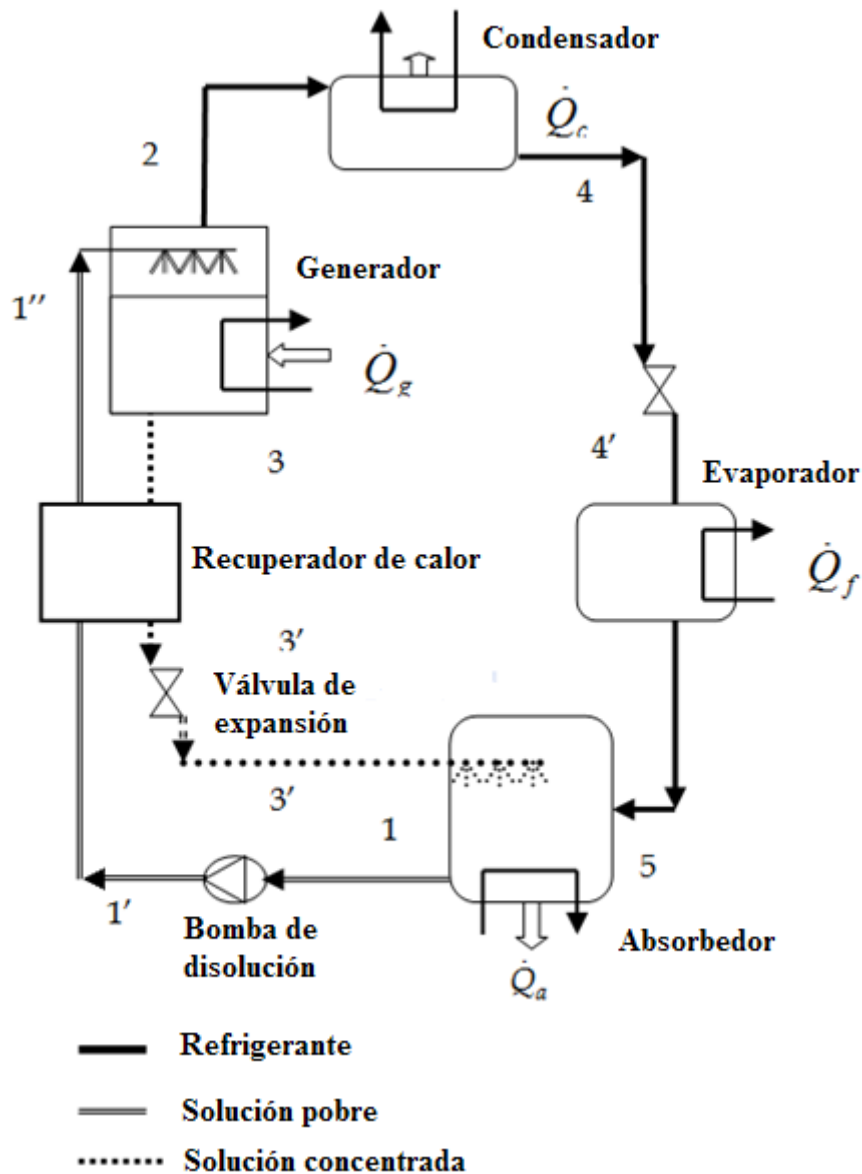


Figura 1: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de simple efecto, fluido de trabajo $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ o $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ³¹.

Para las máquinas de absorción también puede definirse un COP (Coeficiente de Operación) como el cociente entre el calor absorbido en el evaporador (efecto útil) y el calor aportado en el generador, esto es $\text{COP} = Q_f / Q_g$ para la Figura 1.

³¹ Fuente: Apuntes de la carrera, asignatura “Calor y Frio Industrial” capítulo; “Refrigeración por absorción”.

Para decidir qué tipo de refrigerante y absorbente se adapta mejor para las necesidades de la aplicación estudiada debemos tener en cuenta las ventajas y desventajas de cada fluido de trabajo como sigue:

Disolución	Bromuro de litio - agua	Amoniaco -agua
Refrigerante	Agua	Amoniaco
Calor latente del refrigerante: ALTO	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Presión de vapor: MODERADA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Temperatura de cristalización del refrigerante: BAJA	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Presión de vapor del absorbente: BAJA	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Toxicidad mezcla: BAJA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Tabla 2: Ventajas y desventajas de LiBr/H₂O y NH₃/H₂O

A la vista de las características principales de dos fluidos de trabajo típicos para una máquina de absorción (Tabla 2). Se va a seleccionar una máquina que funcione con una disolución de bromuro de litio, al no ser necesarias temperaturas de refrigeración extremas y por tanto no existir problemas de congelación del refrigerante³².

También es muy importante conocer para una máquina de absorción de simple efecto de bromuro de litio su comportamiento en diferentes condiciones de operación y a distintos grados de carga diferentes de la nominal.

La temperatura y humedad³³ del ambiente influyen notablemente en el comportamiento de estas máquinas ya que determina la temperatura mínima de salida de la torre de refrigeración alcanzable, la cual condiciona la temperatura de entrada al condensador de la máquina de absorción y tiene repercusión directa en el COP de la misma. El efecto de la temperatura ambiente en el COP puede verse en el Gráfico 10.

³² En una máquina de absorción de LiBr/H₂O el fluido refrigerante es el agua y este por debajo de 273K se solidifica, marcando este límite inferior como temperatura mínima de operación para una presión en el lado de bajas presiones del ciclo próxima a la del vacío.

³³ Si se opta por una torre de refrigeración abierta.

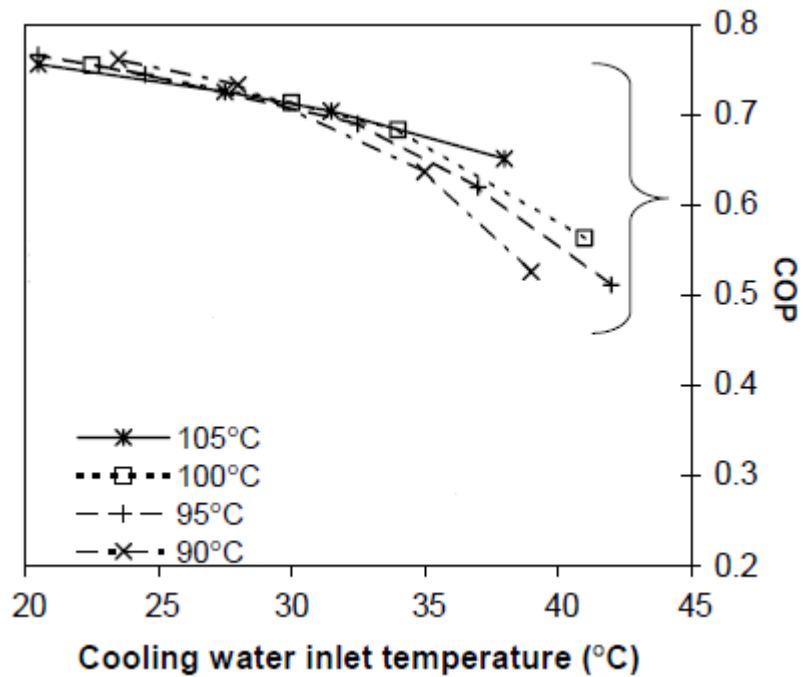


Gráfico 10: COP de una máquina de absorción BrLi/agua para diferentes T^a del generador en función de la T^a de entrada al condensador³⁴.

En el caso de que las necesidades de refrigeración exijan una temperatura mínima de confort menor o para algún determinado proceso del hospital en algún momento puntual, esto significará variar la temperatura del evaporador de la máquina de absorción, lo cual también tiene efectos sobre la capacidad de enfriamiento y el coeficiente de operación de la máquina, tal y como se desprende del siguiente **¡Error!**
No se encuentra el origen de la referencia..

³⁴ Temperatura del evaporador constante e igual a 5°C. Fuente: Performance of a LiBr water absorption chiller operating with plate heat exchangers “M. de Vega, J.A. Almendros-Ibañez, G. Ruiz” Universidad Carlos III de Madrid.

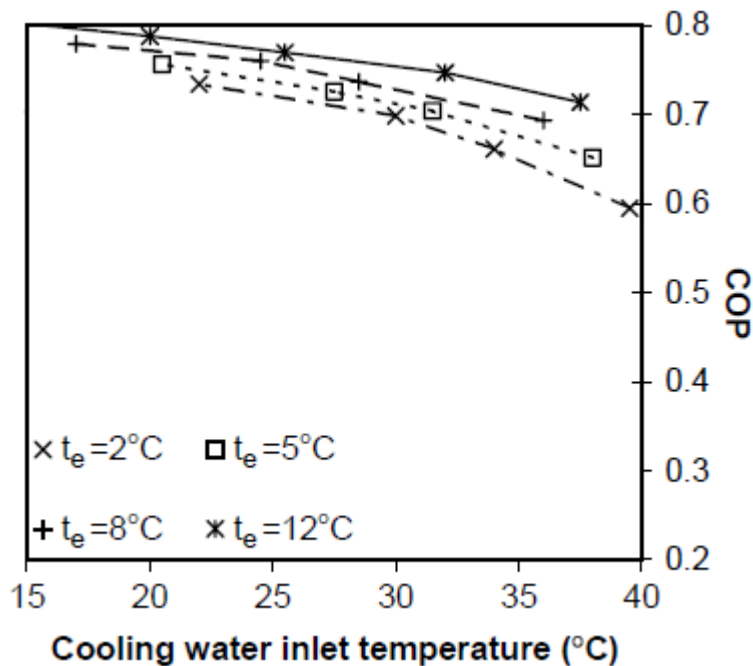


Gráfico 11: COP de una máquina de absorción BrLi/agua para diferentes T^a del evaporador en función de la T^a de entrada al condensador. T^a generador constante 105°C .³⁵

De los anteriores Gráfico 10 y **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se desprende que la capacidad de refrigeración y el coeficiente de operación se incremental al aumentar la temperatura del generador y evaporador, y disminuyen al incrementarse la temperatura del condensador³⁶. Todo esto se traduce en un mejor comportamiento de estas máquinas en los meses más fríos.

También hay que hacer notar que la temperatura del generador tiene una menor influencia en el coeficiente de operación que la temperatura del evaporador.

Para que se pueda mantener por tanto la misma capacidad de refrigeración con condiciones ambientales cambiantes, por ejemplo, si aumenta la temperatura del condensador es necesario aumentar también en mayor medida la temperatura del evaporador.

Cuando se requiera una menor demanda de refrigeración, la máquina ha de trabajar a carga parcial, lo cual se consigue variando el gasto másico de solución gracias al control de la bomba de disolución. Esto disminuye la cantidad de vapor producido en el generador, que provoca una disminución de la temperatura y presión del condensador y

³⁵ Fuente: Performance of a LiBr water absorption chiller operating with plate heat exchangers “M. de Vega, J.A. Almendros-Ibañez, G. Ruiz” Universidad Carlos III de Madrid.

³⁶ La temperatura de entrada al condensador es la misma que la salida de la torre de refrigeración si despreciamos las pérdidas térmicas en los conductos (calentamiento del fluido refrigerante).

también de la capacidad de refrigeración del sistema. Esta disminución de la temperatura del condensador al disminuir el flujo de vapor³⁷ (menor grado de carga) provoca un ligero aumento del coeficiente de operación debido a la disminución de la temperatura media del condensador. Este comportamiento puede observarse en el Gráfico 12.

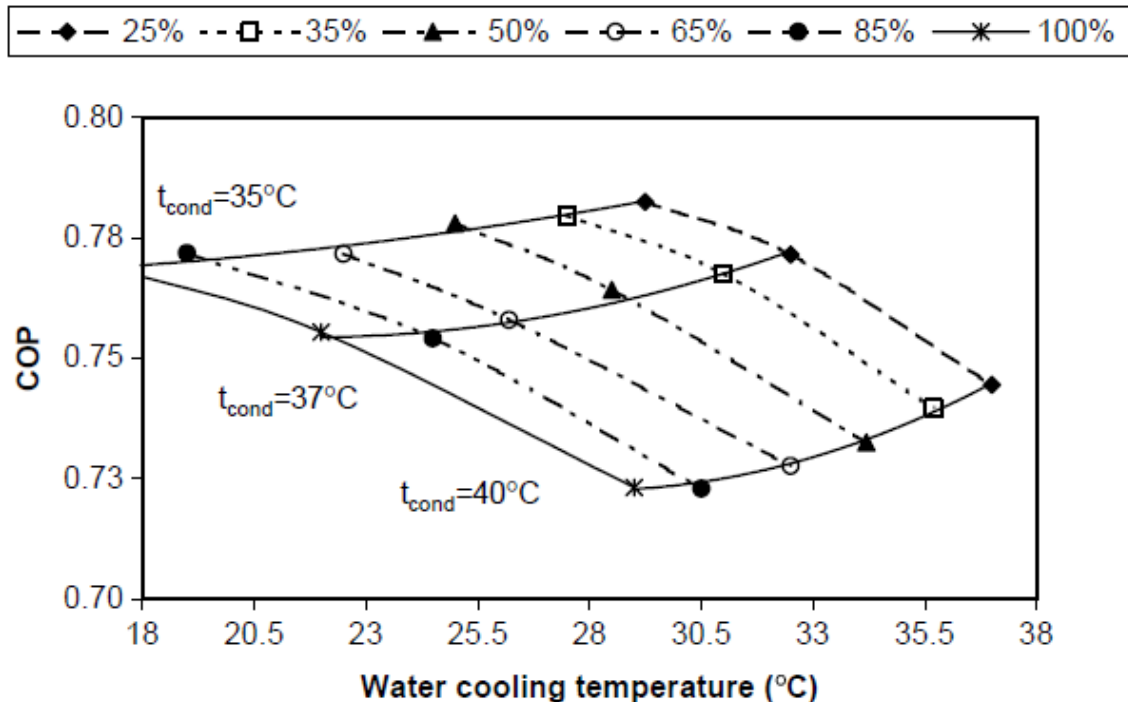


Gráfico 12: COP de una máquina de absorción BrLi/agua para diferentes grados de carga(%), diferentes Tª salida del condensador y como función de la Tª entrada del condensador. Tª generador 100°C y evaporador 5°C constantes.³⁸

Otro hecho importante que se desprende del gráfico anterior es que cuanto menor sea la temperatura del condensador menor es la variación del COP con la carga.

Todo lo anterior justifica la necesidad de considerar un coeficiente de operación diferente mes a mes a lo largo de todo el año, dada la variación de las condiciones de trabajo de la máquina. Así como la necesidad de emplear una torre de refrigeración para evacuar el calor, dada la manifiesta influencia de la temperatura del agua de refrigeración sobre el COP, lo que desaconseja el empleo de máquinas condensadas (refrigeradas) por aire.

³⁷ Recuérdese que en una máquina de BrLi/Agua, el agua es el fluido refrigerante.

³⁸ Fuente: Performance of a LiBr water absorption chiller operating with plate heat exchangers “M. de Vega, J.A. Almendros-Ibañez, G. Ruiz” Universidad Carlos III de Madrid.

2.5.2 Máquina de absorción de doble efecto

Una máquina de absorción de doble efecto se compone de dos generadores, uno de alta y otro de baja temperatura, dos recuperadores de calor, un condensador, un subenfriador, un evaporador, un absorbedor, una bomba y sendas válvulas de expansión. El funcionamiento típico se puede observar en la Figura 2.

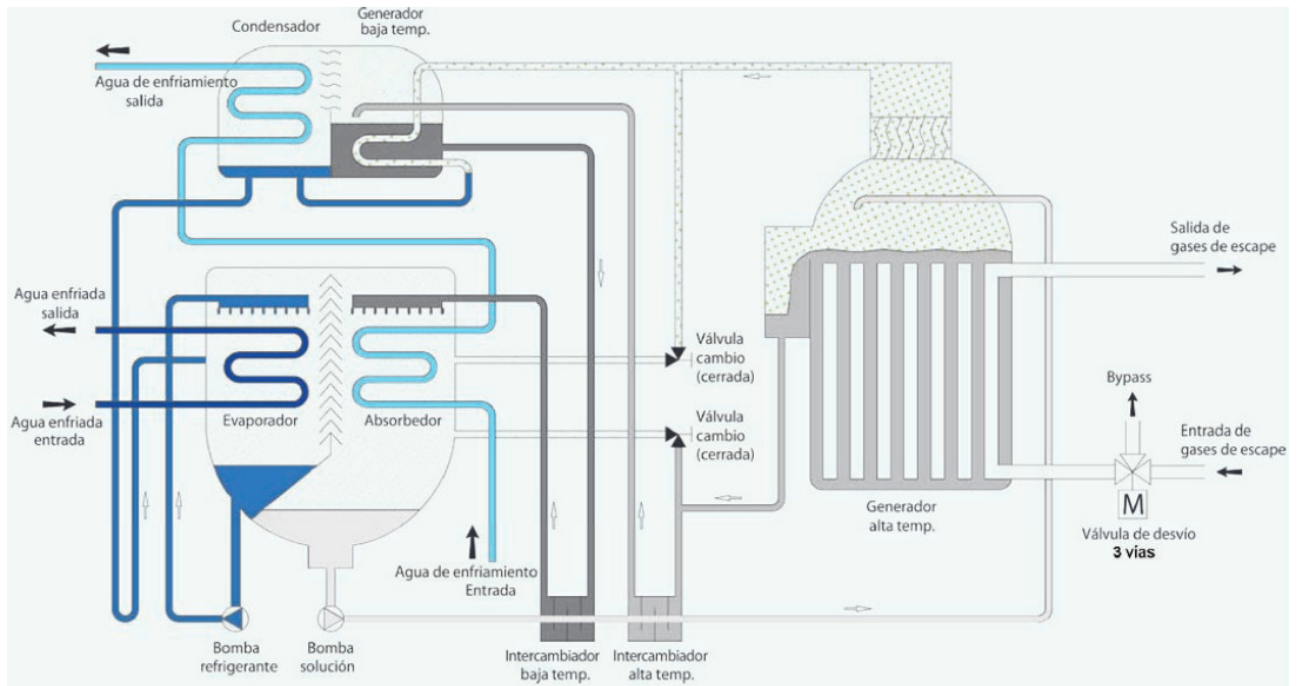


Figura 2: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto³⁹.

Estas máquinas al ser más complejas que las de simple efecto también son más caras pero logran coeficientes de operación superiores a la unidad. Necesitan para su funcionamiento una fuente de calor a alta temperatura, que pueden ser por ejemplo los gases de escape de una turbina de gas o de un motor alternativo. En el caso de un motor alternativo la temperatura de escape es inferior al de una turbina de gas⁴⁰ y está normalmente en torno a 500°C dependiendo de la relación aire combustible, del rendimiento mecánico y del poder calorífico del combustible con el que trabajen.

Por lo tanto se podría emplear una máquina de absorción de doble efecto en una instalación como la del presente proyecto, no obstante se va a optar por una máquina de simple efecto ya que las de doble presentan una serie de problemas entre los que cabe

³⁹ Fuente: Grupo NovaEnergia “Maquinas de Absorción”, la figura corresponde a la Máquina de absorción de doble efecto accionada por gases de escape _ Serie cHP.

⁴⁰ Como consecuencia de que el rendimiento mecánico de un motor alternativo es superior respecto al de una turbina de gas de ciclo simple (ciclo termodinámico sin regeneración).

citar; la mayor dificultad de regulación en condiciones de carga y temperaturas variables, así como la imposibilidad de aprovechar el calor residual a temperaturas inferiores a 200°C aproximadamente (esta sería la que denominamos temperatura de chimenea).

2.5.3 Caldera auxiliar de respaldo

Cuando la energía térmica suministrada por el motor o turbina (elemento propulsor de la instalación), no es suficiente para cubrir toda la demanda instantánea de calor de la instalación⁴¹, se requiere de elementos auxiliares que proporcionen el defecto de energía térmica.

También cuando se realicen labores de mantenimiento en el elemento propulsor o incluso una avería en el mismo y se proceda a su parada, estos elementos auxiliares deberán ser capaces de cubrir toda la demanda térmica del hospital.

2.5.4 Torre de refrigeración

Aunque este elemento disipa la energía térmica al ambiente, y por tanto no la aprovecha es necesario para el correcto funcionamiento de la instalación. Ya que la máquina de absorción necesita ser refrigerada, tanto el condensador como el absorbedor de la misma. A sí mismo el motor alternativo también ha de ser refrigerado permanentemente aunque no se aproveche esa energía térmica, ya que un fallo en la refrigeración de un motor alternativo puede ser catastrófico y provocar su destrucción en cuestión de minutos.

Existen diferentes tipos de torres de refrigeración en función de sus características físicas y modos de operación.⁴²

- Torres de Circuito Abierto.
- Torres de Circuito Cerrado.
- Torres Mixtas.
- Torres Híbridas.
- Aeroenfriadores Adiabáticos.
- Aeroenfriadores Secos.

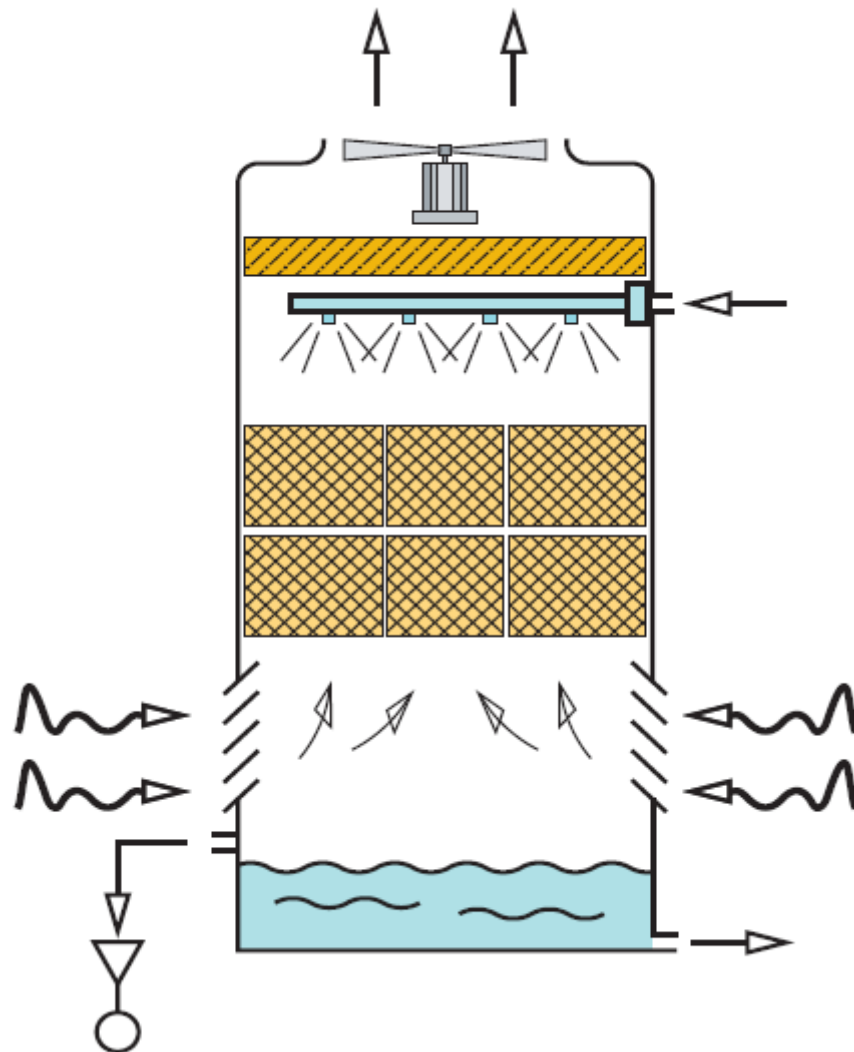
⁴¹ Incluye también el calor que es necesario aportar a la máquina de absorción.

⁴² Fuente: Equipos de enfriamiento “Antonio Fernández Regueiro” Baltimore aircoil Company.

El hospital actualmente dispone de una torre de refrigeración abierta (húmeda) de tiro inducido de una capacidad frigorífica de $1,5 \cdot 10^6 \text{kcal/h}$ ($1,7445 \text{MW}$), esta torre se seguirá utilizando también en la nueva instalación de trigeneración.

Una de las principales ventajas de una torre de refrigeración húmeda es que utiliza dos mecanismos para enfriar agua, por transferencia de calor y de masa⁴³.

El agua a refrigerar se distribuye en la torre a través de unos orificios pulverizadores, y el movimiento del aire es producido por ventiladores (tiro mecánico). El agua caliente que ha de ser refrigerada (proveniente generalmente del condensador) es pulverizada sobre un empaquetamiento en contracorriente con el aire. Todo esto permite “romper” el agua en gotitas pequeñas maximizando la superficie de contacto entre el aire y el agua mejorando la transferencia de calor y masa del sistema. Este funcionamiento puede observarse en la Figura 3.



⁴³ Haciendo uso del calor latente de vaporización del agua $2,5 \text{MJ/kg}$ (valor significativamente elevado que convierte al agua en un excelente refrigerante), esto supone del orden de $2/3$ de la potencia total intercambiada por la torre.

Figura 3: Esquema de una torre de refrigeración abierta de tiro inducido⁴⁴.

Aproximadamente entre un 1 y 3% del agua de circulación se pierde debido a la evaporación⁴⁵.

Otra gran ventaja de esta clase de torres de refrigeración húmedas es que pueden conseguir temperaturas del agua inferiores a las del aire de entrada (fluido refrigerante), esto es posible gracias a la transferencia de masa del sistema, saliendo el aire saturado de la torre. Concretamente la temperatura más baja que puede alcanzar el sistema corresponde a la temperatura de saturación adiabática⁴⁶ del aire de entrada, por eso estas torres funcionan muy bien en climas con una humedad relativa⁴⁷ del aire atmosférico baja y con temperaturas ambiente relativamente altas donde una torre cerrada tendría muy limitada su temperatura mínima del agua alcanzable, al valor de la temperatura de entrada del aire.

Una de las principales razones por las cuales las torres húmedas de tiro inducido son las más utilizadas es debido a que tienen como ventaja frente a las de tiro forzado su menor consumo eléctrico del ventilador como consecuencia de que el ventilador ve una densidad media menor del aire (aire caliente saliente de la torre). También porque el ventilador no ha de generar la contrapresión necesaria para vencer todas las pérdidas de carga a través de los diferentes elementos que integran el sistema (en instalaciones de tiro forzado el ventilador está en la parte inferior de la torre).

Finalmente también tenemos que mencionar las principales desventajas de una torre de refrigeración húmeda abierta:

- Necesario inhibidor de la corrosión en toda la instalación por la que circula el agua.
- Necesario biocida contra la legionelosis.
- Instalación abierta, ensuciamiento y contaminación del agua a refrigerar, necesidad de filtros y sistemas de tratamiento del agua refrigerada para no contaminar toda la instalación (sensibilidad de los equipos aguas debajo de la torre).

⁴⁴ Fuente: IDAE “Guía Técnica, Torres de Refrigeración”.

⁴⁵ Fuente: Asignatura “Sistemas Térmicos” apuntes de la carrera.

⁴⁶ Es aquella temperatura que alcanza la corriente de aire que rodea a las gotas cuando éste se enfría debido a que debe ceder a dichas gotas la energía necesaria para que se evaporen. El límite para ese proceso se alcanza cuando la corriente de aire llega a la saturación.

⁴⁷La humedad relativa se define como el cociente entre la presión parcial del vapor del agua en la corriente de aire que entra a la torre y la presión parcial del agua cuando se alcanzan las condiciones de saturación, a la salida de la torre (para el caso de una torre ideal).

- Necesaria agua de reposición, para un posible ahorro de agua podría utilizarse el agua procedente de las autoclaves que normalmente se desaprovecha como agua de reposición a la torre. Estimada en torno a 5000 l/día⁴⁸.

En último lugar hay que mencionar el coste económico, una torre húmeda abierta es significativamente más barata que una torre cerrada seca, debido a que es del orden de dos veces más pequeña para la misma potencia intercambiada. Solo los costes de mantenimiento de una torre húmeda son superiores a los de una torre seca, como consecuencia de las desventajas mencionadas más arriba.

2.6 Posibles mejoras en la eficiencia de la instalación

A continuación se van a plantear algunos métodos y técnicas para mejorar el ahorro y eficiencia energética aún más respecto de una instalación de trigeneración normal. Estas técnicas suponen una inversión inicial a desembolsar y por tanto solo estaría justificada su implantación si la demanda energética del hospital, o los altos precios de la energía así lo estipularán⁴⁹.

2.6.1 Free Cooling

Un hospital es una instalación que tiene una demanda de refrigeración continua a lo largo de todo el año. En una ubicación como Madrid Capital donde durante 5 meses al año (Enero, Febrero, Marzo, Noviembre y Diciembre) se tiene temperaturas ambientes medias menores de 10°C (ver Gráfico 13), por tanto resulta interesante considerar la técnica de refrigeración denominada “free cooling”.

⁴⁸ Fuente: Datos facilitados por el hospital.

⁴⁹ No es objetivo del presente proyecto determinar la mejora de la eficiencia energética que se lograría con estas técnicas respecto a una instalación de trigeneración convencional.

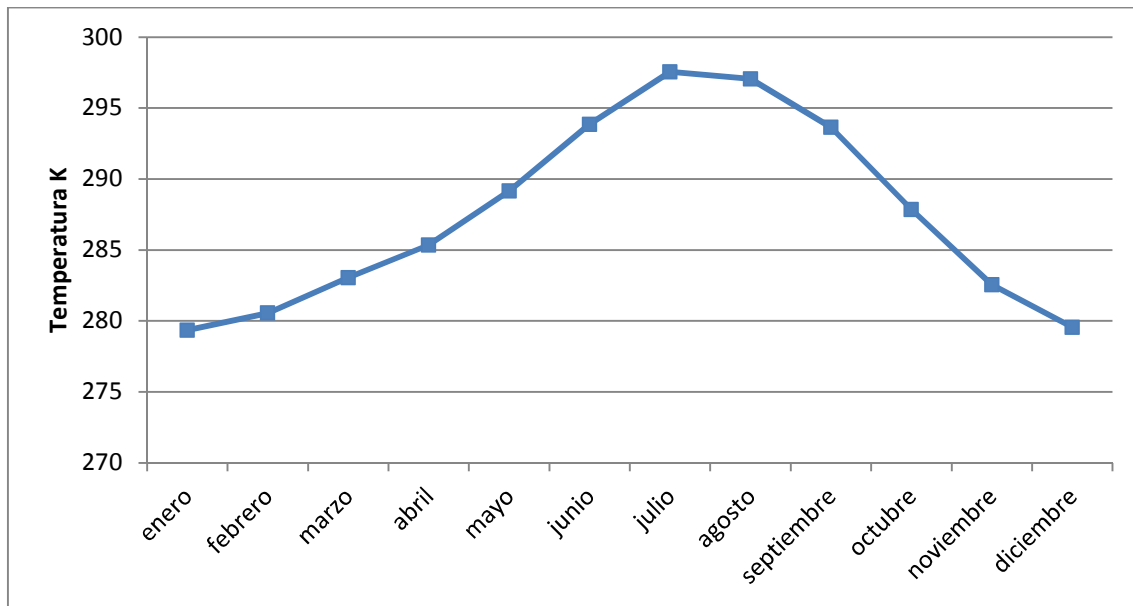
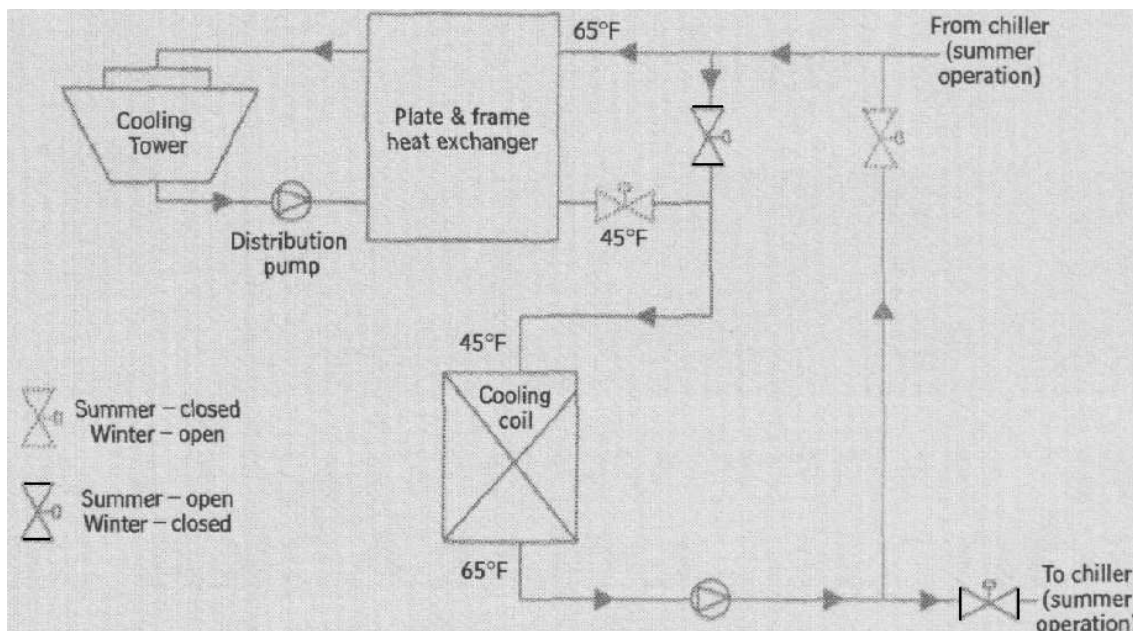


Gráfico 13: Temperaturas medias mensuales en Madrid Capital⁵⁰

Esta técnica consiste en hacer uso directamente del aire atmosférico exterior durante los meses más fríos, a través de la torre de refrigeración permitiendo hacer un “bypass” a los equipos de refrigeración y por tanto desconectarlos, repercutiendo ello en un ahorro energético significativo⁵¹. Todo esto puede verse esquemáticamente en el Gráfico 14.



⁵⁰ Elaboración propia, Datos fuente: AEMET “Agencia Estatal de Meteorología” <http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos>

⁵¹ Fuente: ASHRAE <https://www.ashrae.org/> “Chapter 39 Cooling Towers”.

Gráfico 14: “Free Cooling” bypass del equipo de refrigeración durante los meses más fríos⁵²

Pueden contemplarse por tanto tres condiciones de operación del sistema:

1. *La temperatura exterior del aire ambiente es menor que la del aire de impulsión*: el sistema modula la cantidad de aire exterior necesario hasta lograr que la mezcla del aire exterior con el aire recirculado alcance la temperatura deseada, siendo innecesaria la producción de frío, por lo que, el enfriamiento es gratuito. Esto también contribuye a la ventilación y renovación del aire del local.
2. *La temperatura exterior del aire ambiente es mayor que la temperatura del aire de impulsión, pero menor que la del aire de retorno del local*: el equipo de refrigeración ha de operar a carga parcial para bajar la temperatura del aire exterior que se introduce, hasta alcanzar la temperatura de impulsión requerida por el local. Cuando la temperatura del aire exterior alcanza a la del local se alcanza el límite del enfriamiento gratuito.
3. *La temperatura exterior del aire ambiente es mayor que la temperatura del aire de retorno del local*: la instalación funciona en forma convencional, para satisfacer las necesidades de refrigeración del local, por lo tanto no es posible el funcionamiento de la instalación en modo “free cooling”.

El “free cooling” pese a suponer un ahorro energético considerable también tiene sus desventajas que podemos enumerar como sigue:

- Requiere una inversión inicial en equipamiento (intercambiadores de calor, conductos, electroválvulas, bombas, sistemas de control etc...).
- En climas extremadamente fríos puede existir problemas en el correcto funcionamiento de la torre de refrigeración si esta es abierta y húmeda (las más corrientes).
- En aplicaciones donde se requiera un control muy exhaustivo de las condiciones de temperatura y humedad este método puede ser ineficiente.

Por todo lo anterior antes de decidirse sobre la conveniencia de un sistema de “free cooling” es necesario hacer un análisis exhaustivo de los ahorros energéticos que se lograrían en función del clima y de las demandas térmicas específicas del edificio donde se desee instalar, y ver si está justificada o no la inversión inicial necesaria.

⁵² Fuente: Energy conservation using free cooling “Engineered Systems”; Sep 1998 ProQuest Research Library pg. 96

2.6.2 Aprovechamiento de los diferentes calores de refrigeración

Aparte del calor recuperado de las camisas de refrigeración del motor alternativo que típicamente es el que se utiliza en una instalación de cogeneración, también existen otras fuentes de calor aprovechables siempre que sea posible su uso posterior.

Estas son:

- Condensador de la máquina de absorción.
- Condensador del equipo frigorífico convencional de respaldo.
- Absorbedor de la máquina de absorción.

En los calores de los condensadores de las máquinas de producción de frío ya están contempladas las necesidades de refrigeración de los distintos equipos con los que cuenta el hospital (CPDs, escáneres, electromédicos, radiología, resonancia magnética etc...), ya que todos estos equipos están refrigerados por agua proveniente de los equipos de producción de frío.

Aprovechar todos estos calores supone instalar mayor cantidad de intercambiadores de calor y un sistema de conductos, tuberías, electroválvulas y bombas más complejo, así como un sistema de control muy fiable y preciso. Por ello solo estaría justificada su instalación en el caso de que se disponga de demanda suficiente y estable como para dar uso a todos estos calores residuales que no se aprovechan normalmente.

2.6.3 Condensación de los gases de escape del “prime mover”

Normalmente los gases de escape tanto de los motores alternativos como de las turbinas de gas utilizados en cogeneración suelen enfriarse hasta 120°C como mucho para evitar problemas de corrosión ocasionados por la precipitación de ácidos.

Por lo tanto utilizando un intercambiador de calor de acero inoxidable, y también combustibles limpios (sin azufres) sería posible enfriar los gases de escape hasta valores de (45°C-55°C dependiendo del dosado de la mezcla⁵³). Esto significaría aprovechar el calor latente de estos gases de escape repercutiendo ello en un aumento de la eficiencia térmica del motor alternativo o de la turbina de gas, aún mayor que el que proporciona el fabricante, del orden del 10%.

Este mismo método es el que utiliza las calderas de condensación para obtener eficiencias incluso superiores a la unidad basadas en el poder calorífico inferior del combustible empleado.

⁵³ Fuente: Performance improvement of a 70 kWe natural gas combined heat and power (CHP) system
X.L. Zhao, L. Fu, S.G. Zhang, Y. Jiang, H. Li “Tsinghua University”, Beijing 100084, PR China

2.6.4 Velocidad variable del “prime mover”

2.6.4.1 Motor alternativo de gas

Los motores alternativos utilizados en cogeneración suelen girar a una velocidad fija para asegurar en todo momento que la frecuencia del sistema sea constante. Esto es porque llevan acoplado a su eje de giro un alternador, generalmente síncrono. Se prefiere esta clase de alternador frente a los de inducción (más baratos) ya que no necesitan el sincronismo de la red eléctrica y por tanto pueden operar en modo isla, aislados de la red manteniendo la frecuencia del sistema en todo momento.

La velocidad de giro del motor suele ser de 1500rpm si se desea una frecuencia de 50Hz, lo que significa que se necesitará un alternador síncrono de 2 pares de polos. Alternativamente se puede optar por una velocidad de giro de 1000rpm si se instala un alternador síncrono de 3 pares de polos. Lo anterior responde a la siguiente fórmula⁵⁴ para determinar la velocidad de giro necesaria en función de la frecuencia deseada:

$$n(\text{rpm}) = \frac{60 f}{p}$$

Donde f es la frecuencia en hercios (Hz) y p el número de pares de polos del generador eléctrico, la n suele denominarse como velocidad de sincronismo.

La mayoría de las instalaciones de cogeneración a pequeña escala suelen operar a carga parcial durante la mayor parte del tiempo de su funcionamiento, pero manteniendo la velocidad de giro del motor alternativo constante por lo mencionado anteriormente. Por lo tanto se recurre a variar la presión media efectiva al freno⁵⁵ que entrega el motor actuando sobre la cantidad de mezcla que entra en los cilindros, de este modo se controla la operación a carga parcial del motor.

⁵⁴ Fuente: Apuntes de la carrera, asignatura “Ingeniería Energética” capítulo máquinas rotativas: generadores síncronos y asíncronos.

⁵⁵ BMEP “brake mean effective pressure”.

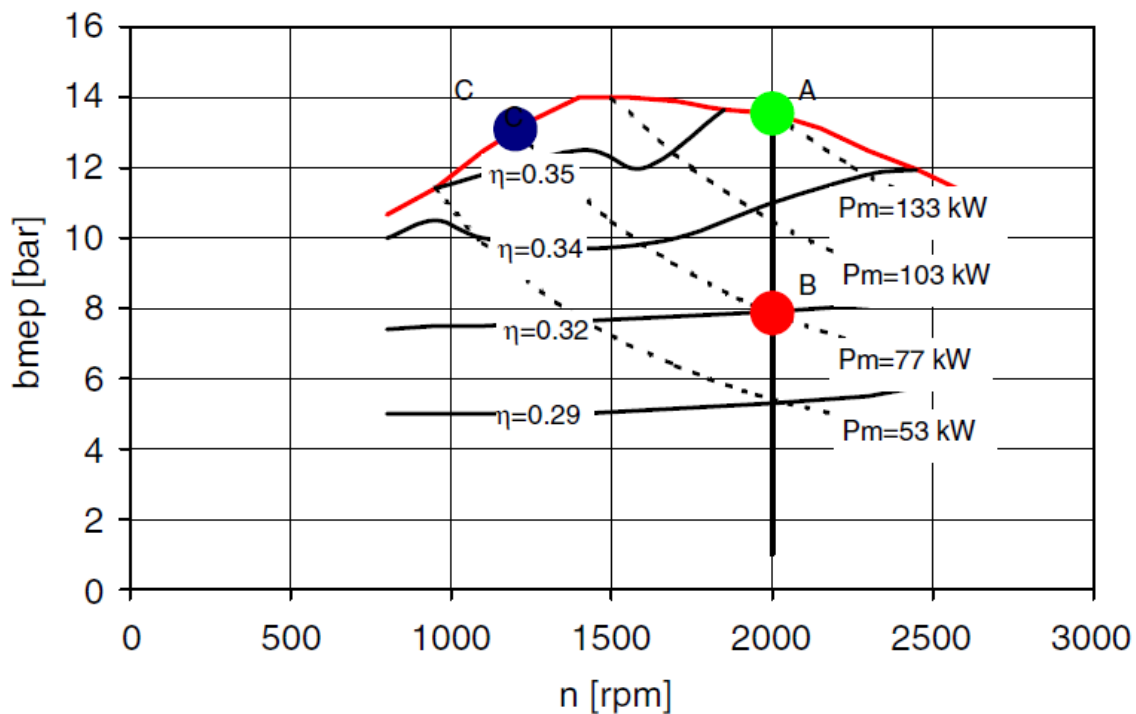


Gráfico 15: Mapa de eficiencia para un motor alternativo de ignición forzada y GN⁵⁶

En la anterior Gráfico 15, puede comprobarse dos estrategias para el control a carga parcial de un motor alternativo.

- Estrategia I: Velocidad de giro variable para el control del grado de carga del motor.
- Estrategia II: Velocidad de giro constante, control del grado de carga a través de la variación de la presión media.

El punto A representa el funcionamiento a plena carga del motor, es decir a su potencia nominal. La operación a carga parcial a partir de este punto puede obtenerse o bien disminuyendo la presión media efectiva que entrega el motor o alternativamente variando la velocidad de giro del motor. El punto B representa una condición de operación a carga parcial (60% respecto a plena carga aproximadamente) pero a la misma velocidad de giro que el punto A (estrategia II), en esa condición el motor tiene una eficiencia de 0,32. No obstante ese mismo grado de carga que en el punto B (60%) puede obtenerse en el punto C a menor régimen de giro del motor, donde se tiene una eficiencia del motor un 3% mayor que en régimen del punto B (0,32 vs 0,35), siguiendo la estrategia I. Nótese que en este último punto C el motor funcionaría a plena carga pero con una reducción de su velocidad de giro, de ahí su mayor grado de eficiencia entregando menos potencia que la nominal.

⁵⁶ Fuente: Performance of an innovative 120 kWe natural gas cogeneration system “M. Badamia, A. Casettia, P. Campanileb, F. Anziosob” Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino, Italy.

Otra gráfica donde se aprecia el mejor comportamiento a carga parcial de la estrategia de velocidad variable del motor es en la Gráfico 16, donde también se aprecia que a plena carga no hay ninguna diferencia entre las dos estrategias y el motor opera a su máximo rendimiento.

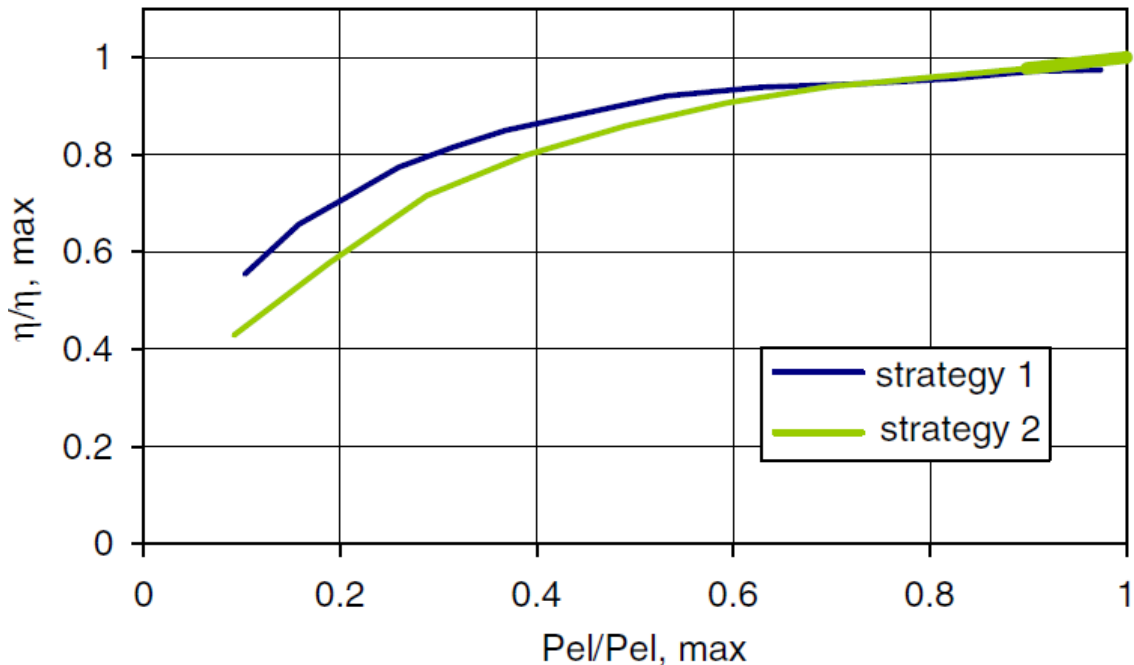


Gráfico 16: Eficiencia eléctrica normalizada para la operación a carga parcial del motor

Para que se pueda tener una frecuencia de la electricidad producida constante pero con el motor girando a velocidad variable en función del grado de carga, es necesario instalar ciertos elementos de electrónica de potencia entre el alternador y la red eléctrica. Estos son; un rectificador⁵⁷ y un convertidor DC-AC⁵⁸, ya que un alternador sometido a una velocidad de giro variable generaría también una frecuencia variable.

Este modelo de velocidad variable también tiene una ventaja adicional, por cortos periodos de tiempo se puede aumentar el régimen de giro del motor por encima del nominal⁵⁹ para hacer mejor frente a posibles picos puntuales en la demanda de la instalación, esta condición también está limitada por los límites térmicos del alternador acoplado, por lo que debe ponerse especial cuidado también en que la refrigeración del generador eléctrico se realiza de forma adecuada.

⁵⁷ Elemento o dispositivo que permite convertir la corriente alterna en corriente continua.

⁵⁸ También conocidos como inversores, son dispositivos que permiten convertir la corriente continua en corriente alterna, obteniéndose la frecuencia y tensión que se deseé como salida.

⁵⁹ Para realizar esta operación de forma segura, se debe consultar en el catálogo del fabricante que el motor puede estar en “modo sobrecarga” y el tiempo máximo permitido.

2.6.4.2 Turbina de gas

La mayoría de las turbinas utilizadas en cogeneración son de tipo monoeje⁶⁰ por su sencillez y fiabilidad mecánica. Donde el control de potencia se realiza variando el flujo de aire que entra al compresor gracias al sistema VIGV “variable inlet guide vane”⁶¹, que se coloca justo antes del primer rotor del compresor y permite deflectar el flujo de aire para obtener el ángulo de ataque adecuado con el que debe incidir la corriente sobre estos álabes del primer rotor. Este sistema también es muy útil para operaciones de arranque donde se necesita bajos caudales de aire y se cierran más los álabes a la entrada.

Alternativamente se puede realizar el control de la carga variando la cantidad de combustible inyectado a la cámara de combustión pero este método no es adecuado si se desea una temperatura de los gases de escape alta para procesos posteriores.

En la siguiente Gráfico 17 se compara estos tres métodos de control de la potencia que entrega la turbina y sus eficiencias a carga parcial (velocidad de operación variable, operación VIGV y operación simple de control del combustible). De donde se desprende que el método de la velocidad variable para el control de la carga de la turbina es el mejor en cuanto a eficiencias, no obstante esto requiere de una tecnología de electrónica de potencia muy fina para el control de la frecuencia. Actualmente solo se dispone de esta tecnología para bajas potencias, es decir, para las microturbinas, aunque se sigue desarrollando para su implantación en mayores potencias.

⁶⁰ El compresor, la turbina de expansión y el generador giran de forma solidaria en un mismo eje de rotación.

⁶¹ Álabes guía de entrada variables

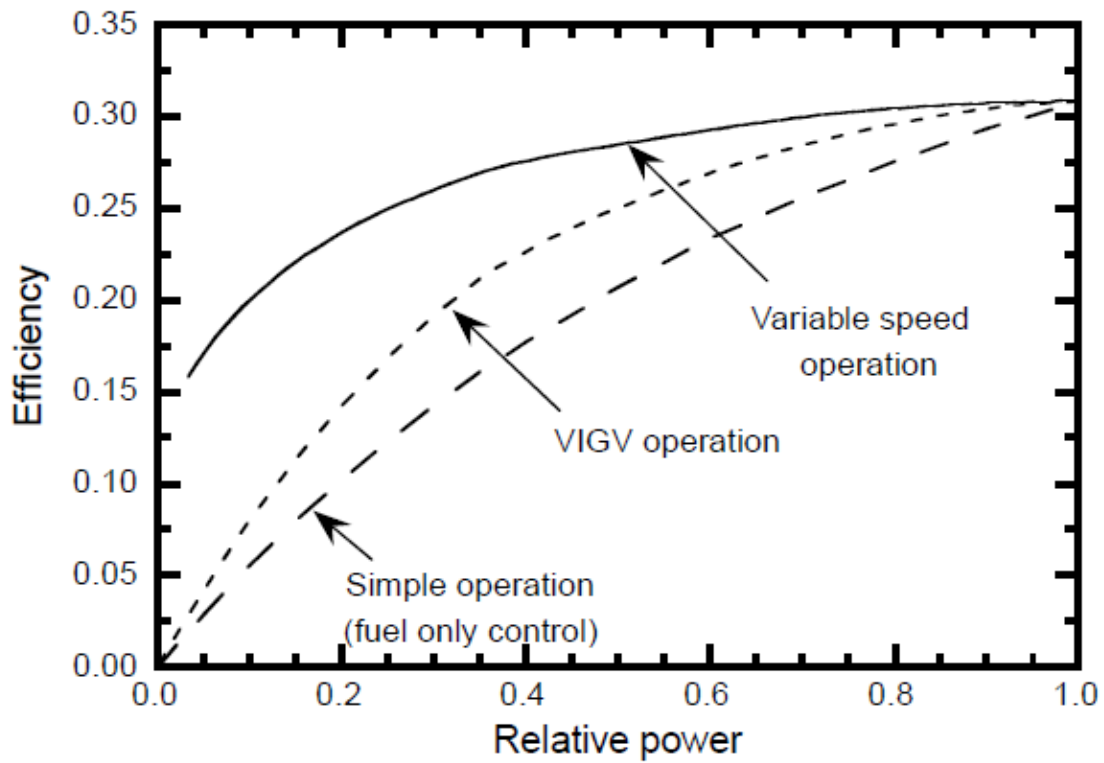


Gráfico 17: Eficiencias a carga parcial para diferentes estrategias de control de la potencia en una turbina de gas de ciclo regenerativo⁶².

⁶² Fuente: Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy T.S. Kim*, S.H. Hwang Department of Mechanical Engineering, Inha University, 253 Yonghyun-Dong, Nam-Gu, Incheon 402-751, South Korea

2.7 Marco Legal

2.7.1 Real Decreto-ley 1/2012

El 27 de Enero del 2012 entró en vigor este decreto ley que condiciona sustancialmente la viabilidad económica⁶³ de cualquier proyecto de cogeneración.

“Real Decreto-ley 1/2012, de 27 de enero, por el que se procede a la suspensión de los procedimientos de preasignación de retribución y a la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos”

El gobierno justifica la necesidad de este real decreto para atajar el problema del llamado “déficit tarifario del sistema eléctrico español” que hace insostenible económicamente el modelo energético actual a largo plazo.

Este déficit tarifario, expone el real decreto en su sección “EXPOSICIÓN DE MOTIVOS” ha sido provocado en gran parte por las primas que percibían las denominadas tecnologías de generación englobadas dentro del llamado régimen especial, como son en particular la eólica, solar fotovoltaica o solar termoelectrica. Estas tecnologías en el año 2010 ya habían superado con creces sus objetivos de potencia instalada contemplada en el “Plan de Energías Renovables 2005-2010”. La superación de los objetivos, ha generado un desequilibrio entre los costes de producción y el valor de las primas, de más de 2000 millones de euros ya en el año 2010.

El gobierno remarca el carácter temporal de este real decreto ley hasta que se solucione el llamado déficit tarifario, también motivado en gran parte por mala situación económica actual del país.

“La compleja situación económica y financiera aconseja la supresión de los incentivos para la construcción de estas instalaciones, con carácter temporal, al menos hasta la solución del principal problema que amenaza la sostenibilidad económica del sistema eléctrico: El déficit tarifario del sistema eléctrico”.

El real decreto dispone en su artículo primero:

Constituye el objeto de este real decreto-ley:

a) La supresión de los incentivos económicos para las instalaciones de producción de energía eléctrica en régimen especial y para aquellas de régimen

⁶³ No así la viabilidad energética ya que en términos de consumo de energía primaria una instalación de cogeneración sigue siendo más eficiente en el uso racional de la energía respecto al consumo separado electricidad y calor dado el mix de generación eléctrica actual basado en combustibles fósiles principalmente y desaprovechamiento del calor residual.

ordinario de tecnologías asimilables a las incluidas en el citado régimen especial que se detallan en el artículo 2.1.

b) La suspensión del procedimiento de preasignación de retribución para el otorgamiento del régimen económico primado.

Se anulan por tanto las primas e incentivos que venían percibiendo tecnologías como la cogeneración en concepto de, complemento por eficiencia y complemento por energía reactiva previstos en el anterior “*Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo*”.

2.7.1.1 Consecuencias de la entrada en vigor del Real Decreto-ley 1/2012

Desde asociaciones de promoción de la cogeneración⁶⁴ señalan que el gobierno ha englobado a la cogeneración junto a las tecnologías renovables de régimen especial causantes del llamado déficit tarifario a pesar de que en la exposición de motivos del RDL aprobado, en ningún momento se atribuye a la cogeneración la generación del mismo, la suspensión afecta tanto a renovables como a cogeneración.

También se señala que se ha suprimido los incentivos y primas a la cogeneración a pesar de que no se hayan alcanzado los objetivos de potencia instalada contemplados en la “Estrategia de Eficiencia Energética del Ministerio y del IDAE (E4, del 2008-2012)” según la cual en 2012 debería existir en España hasta un total de 8400MW de cogeneración instalados. Puesto que a finales del 2011 había únicamente una potencia instalada de poco más de 6.000MW.

El impacto de la supresión de las primas (tanto para nuevas plantas como para la renovación de las existentes) es muy importante en cuanto a inversiones, en algunos casos ya comprometidas y en casos particulares, ya ejecutadas. De igual manera, este RDL dificultará la mejora de la eficiencia energética en los sectores industrial, de servicios y edificios en general, que harán más complicado aún el cumplimiento del 20% de eficiencia energética englobada en los objetivos del 20/20/20 para 2020 fijados por la Comisión Europea. Precisamente, actualmente se está revisando la actual Directiva de Cogeneración (2004/8/CE) para impulsar esta tecnología y lograr alcanzar los objetivos fijados en eficiencia energética. De hecho, se está elaborando lo que tiene que ser la Nueva Directiva de Eficiencia Energética. Esta nueva Directiva “fusionará” las Directivas existentes de Cogeneración (2004/8/CE) y la de uso final de la energía y servicios energéticos (2006/32/CE). El objetivo último de la revisión de estas dos directivas es alcanzar el objetivo del 20% de ahorro en energía primaria para el 2020. Según la Comisión Europea, siguiendo con la regulación y las directivas actuales, este ahorro de energía superaría muy ligeramente el 11% en 2020.

⁶⁴ COGEN España “EL RD LEY 1/2012 Y LA COGENERACIÓN”

El RDL contradice no solamente la Directiva Europea de Cogeneración sino también el Real Decreto que la traspone al derecho español (616/2007). También es importante explicar que países como Alemania (con una gran competitividad en su economía) están revisando actualmente la reciente Ley de Cogeneración del 2009 para incrementar las retribuciones a esta tecnología para compensar los previsibles incrementos de coste de generación asociados a los derechos de carbono a partir del 2013.

Por todas las razones expuestas en este artículo, COGEN España ha solicitado a los responsables de la gestión energética del gobierno, entre otros, los siguientes puntos: en primer lugar que la suspensión que impone el RD Ley 1/2012 excluya a la cogeneración de su ámbito de aplicación; en segundo lugar que, al amparo de su artículo 3º punto 3, se desarrolle un régimen específico para la cogeneración que tenga en cuenta sus características específicas; la necesidad de que las autoridades energéticas de nuestro país declaren públicamente su apoyo a la cogeneración, en consonancia con las Directivas Europeas. Finalmente, desde COGEN España se pide a los responsables energéticos del gobierno que den un mensaje tranquilizador a los usuarios de la cogeneración y al público en general, para restituir la confianza en la tecnología que más ha contribuido a disminuir el coste del sistema energético y la que más ha mejorado la competitividad de la industria nacional.

2.7.2 Código Técnico de la Edificación CTE sección HE4

Contempla la cogeneración como alternativa en edificios de servicios en los que se prevea una actividad ocupacional y funcional superior a las 4.000 h/año, y con relación estable entre la energía térmica (calor y frío) y la energía eléctrica consumida.

En aquellos edificios con previsión de demanda de ACS o de climatización de piscinas cubiertas, se podrá suprimir o disminuir la contribución de energía solar mediante procesos de cogeneración.

2.7.3 Orden IET/221/2013

“Orden IET/221/2013, de 14 de febrero, por la que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2013 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial”.

En su ANEXO II *“Actualizaciones trimestrales de las tarifas y primas de determinadas instalaciones de régimen especial para los trimestres tercero y cuarto de 2012, y primero de 2013”* sección 1 a) *“Tarifas y primas para las instalaciones de los subgrupos a.1.1 y a.1.2 y del grupo c.2 del artículo 2 del Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo”*. Dentro del grupo a.1 subgrupo a.1.1 potencia inferior a 0,5MW fija un precio

regulado de venta de la electricidad generada de 17,2282 c€/kWh, para instalaciones como la que se va instalar en el hospital pero esto es aplicable exclusivamente a instalaciones que ya se hallan adscritas al régimen especial, sin posibilidad actualmente de adscribir otras nuevas. Por este motivo, es escenario más realista considerar un precio de venta igual al de compra, ante la supresión de las primas y complementos por eficiencia así como el desconocimiento en este momento del coste involucrado en peajes de acceso a la red eléctrica.

3. Formulación del proyecto

3.1 Descripción de las necesidades energéticas del hospital

El hospital objeto de estudio y del cual se dispone de los datos referentes a sus distintos consumos es un hospital privado ubicado en el municipio de Madrid Capital y que cuenta con una capacidad total de 184 camas y una superficie de 20.000m².

Para esta clase de edificios que operan con un funcionamiento continuo ininterrumpido a lo largo de todo el año es muy importante contar con los valores de ocupación mes a mes, para conocer de manera más concreta y precisa el grado de utilización de las instalaciones a lo largo de todo el año.

La ocupación media del hospital puede verse en la siguiente Tabla 3.

Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
%	59,5	59,5	60	55,9	54,2	54,1	47,2	40	46,1	50,3	56,4	49

Tabla 3: Ocupación mensual del hospital en el año 2012

3.1.1 Consumo eléctrico

El consumo eléctrico mensual total asociado al año 2012, y que corresponde principalmente a iluminación, generación de frío, autoclaves y CPD⁶⁵ puede verse en la Tabla 4.

Mes	Consumo eléctrico total kWh
enero	228.322
febrero	222.875
marzo	233.912
abril	222.967
mayo	272.615
junio	316.591
julio	334.391
agosto	303.582
septiembre	269.129
octubre	258.969
noviembre	233.047
diciembre	228.283
TOTAL	3.124.683

Tabla 4: Consumos eléctricos mensuales del año 2012⁶⁶

⁶⁵ Centro de procesamiento de datos.

Se observa que el mes con el mayor consumo eléctrico del año corresponde al mes de julio, como era de esperar este mayor consumo se da en la época estival como consecuencia de la utilización de compresores eléctricos para la producción de frío.

El hospital cuenta con 3 máquinas frigoríficas CARRIER, dos de ellas modelo 30HR 161 de 452,9kW de capacidad nominal de refrigeración y una 30HR 195 de 589,3kW⁶⁷. Estas máquinas a plena carga necesitan para mover sus compresores mecánicos una potencia eléctrica de 180kW y 270kW respectivamente, para ambos modelos independientemente de la tensión de alimentación.

Para la limpieza y esterilización del instrumental médico el hospital cuenta con tres autoclaves eléctricas de 47kW cada una, dos de ellas funcionan 7 horas al día todos los días y una está en reserva. Esto supone a lo largo de todo el año 240334,5kWh de energía eléctrica, lo que supone el 7,69% del total de energía eléctrica consumida por el hospital.

3.1.2 Consumo de combustible

El hospital para cubrir su demanda de calefacción y agua caliente sanitaria cuenta con tres calderas de gasoil de rendimiento aproximado del 85%, una de 550.000kcal/hora (639,68kW) y otras dos de 510.000kcal/hora (593,16kW). Esto en total supone una potencia instalada aproximada de 1826kW.

El consumo total de gasóleo C de las calderas puede consultarse en la Tabla 5.

Mes	Total Litros Gasóleo C	Energía térmica (kWh) ⁶⁸
Enero	25.424	261.358,72
Febrero	27.773,5	285.511,58
Marzo	16.216,6	166.706,65
Abril	17.724,7	182.209,92
Mayo	8.661,67	89.041,97
Junio	3.770,88	38.764,65
Julio	3.642,35	37.443,36
Agosto	3.524,37	36.230,52
Septiembre	3.721	38.251,88
Octubre	9.155	94.113,40
Noviembre	19.109,1	196.441,55
Diciembre	21.775,12	223.848,23
TOTAL	160.498,29	1.649.922,42

⁶⁶ Datos facilitados por el hospital.

⁶⁷ Fuente: <http://www.carrier.es/> Catalogo del fabricante, Enfriadoras alternativas de condensación por agua 30HR,HS 091-280

⁶⁸ Se ha utilizado la equivalencia del PCI de 10,28 kWh/L para el gasóleo C, Fuente: IDAE [Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía](#) “Guía técnica, diseño de centrales de calor eficientes”.

Tabla 5: Consumos gasóleo C mensuales del año 2012⁶⁹

3.1.3 Cargas térmicas de refrigeración

Los tres equipos frigoríficos CARRIER instalados actualmente en el hospital tienen en total una capacidad nominal de refrigeración de 1495,1kW pero no se conoce su grado de carga a lo largo del año.

Es por tanto necesario identificar mejor las cargas térmicas reales de refrigeración para poder dimensionar de forma más precisa posteriormente la nueva instalación de trigeneración.

Las demandas de frío a lo largo de todo el año pueden verse en la Tabla 6, donde la energía térmica producida en las máquinas de frío se ha medido utilizando integradores electrónicos. Dichos integradores funcionan recibiendo impulsos eléctricos correspondientes al volumen procedente de los caudalímetros conectados y calcula la energía para cada volumen de agua que ha circulado por la instalación conociendo la diferencia de temperatura entre la impulsión y el retorno de la misma, así como haciendo uso de una corrección según la densidad en función de la temperatura. Todo ello de acuerdo con la norma UNE-EN 1434-3:2009 Contadores de energía térmica, Parte 3: Intercambio de datos e interfaces.

Mes	Energía eléctrica (kWh)	Energía térmica (kWh)	COP máquina de refrigeración ⁷⁰
Enero	11.848	39.600	3,34
Febrero	8.612	31.100	3,61
Marzo	14.525	47.800	3,29
Abril	14.841	44.600	3,01
Mayo	34.800	109.600	3,15
Junio	66.350	180.500	2,72
Julio	74.912	231.300	3,09
Agosto	68.403	208.800	3,05
Septiembre	44.324	125.500	2,83
Octubre	28.958	59.300	2,05
Noviembre	17.929	37.400	2,09
Diciembre	12.940	26.500	2,05
TOTAL	398.442	1.142.000	

Tabla 6: Consumos de energía eléctrica y frío producido por las máquinas de refrigeración.

A la vista de los datos de la Tabla 4 y Tabla 6, ahora podemos representar en una misma gráfica el consumo eléctrico de los compresores frente al total de la demanda eléctrica del hospital.

⁶⁹ Datos facilitados por el hospital.

⁷⁰ Valores medios correspondientes a cada mes.

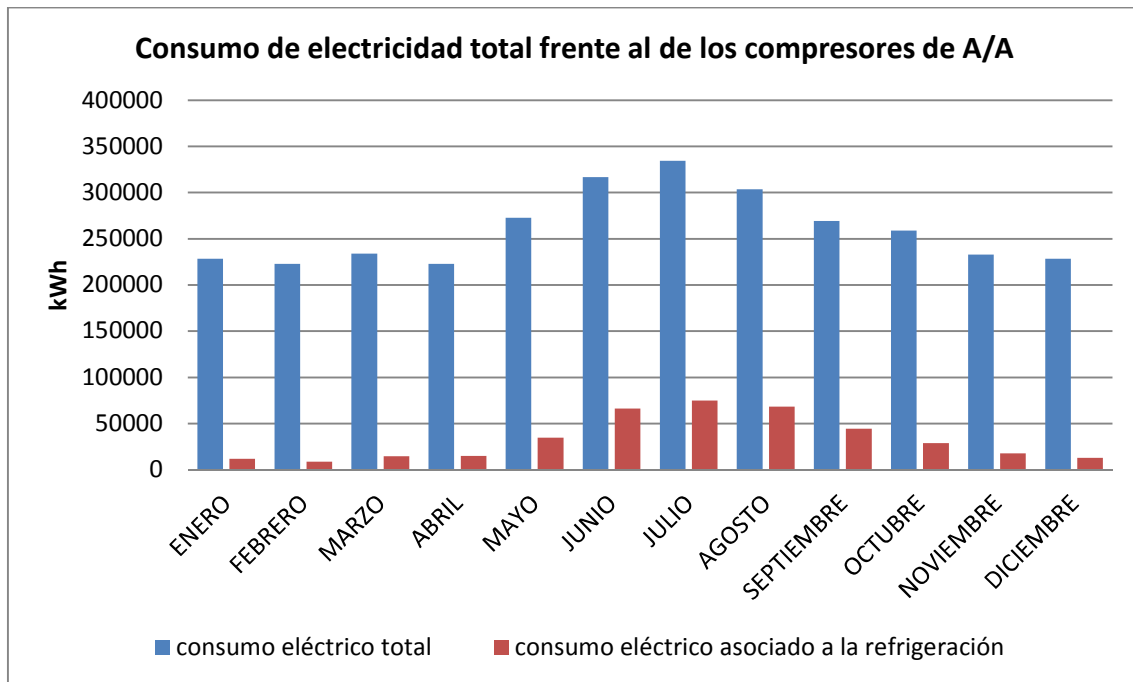


Gráfico 18: Consumo de electricidad total frente al de los compresores de A/A⁷¹.

La demanda de frío es continua a lo largo de todo el año como consecuencia de que durante los meses de invierno se deja conectada una de las tres máquinas CARRIER, concretamente una de las de menor tamaño, la 30HR 161 para satisfacer las necesidades de refrigeración de los distintos equipamientos médicos con los que cuenta el hospital, como es el caso de escáneres, radiología, electromédicos, CPD, resonancia magnética etc. Todos estos equipos necesitan para su correcto funcionamiento una refrigeración por agua permanente a lo largo de todo el año.

También hay que hacer notar que durante los meses de invierno la máquina de refrigeración funciona a carga parcial pero con un alto rendimiento (COP^{72}) como consecuencia de la menor temperatura del ambiente exterior. En el condensador por tanto es necesario un menor sobrecalentamiento del fluido refrigerante, lo cual se traduce en un menor trabajo del compresor, al existir una mayor facilidad para evacuar calor del ciclo al ambiente (región caliente), véase la Gráfico 19 donde se representa el ciclo de refrigeración real por compresión mecánica. Este sobrecalentamiento en el condensador y subenfriamiento en el evaporador son necesarios para que se intercambie calor en ambos elementos, ya que si no existiese esta diferencia de temperaturas entre ambos elementos y el ambiente no podría haber transferencia de calor.

⁷¹ A/A Equipos de aire acondicionado para refrigeración.

⁷² Coeficiente de operación. Para ciclos de refrigeración por compresión mecánica se define como; el cociente entre la entalpía extraída al ambiente en el evaporador (efecto útil) y el trabajo suministrado al compresor, en este caso la energía eléctrica consumida.

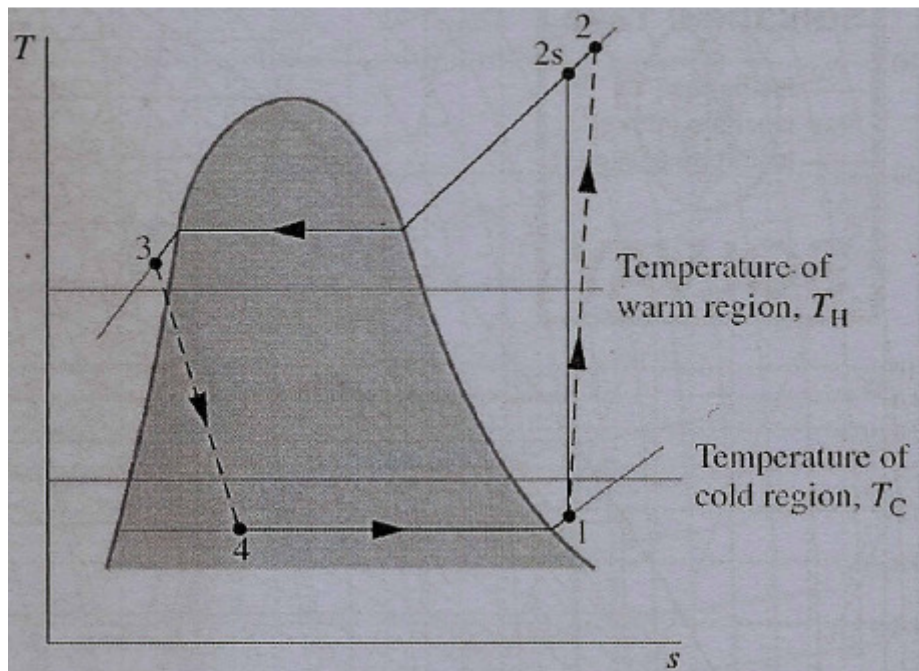


Gráfico 19: Diagrama TS de un ciclo de refrigeración por compresión mecánica real (con sobrecalentamiento, subenfriamiento, compresión y expansión no isoentrópicas)⁷³.

Todo esto también se puede observar matemáticamente si tenemos en cuenta la definición del COP para ciclos termodinámicos de refrigeración por compresión mecánica:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1}$$

Donde, h es la entalpía de cada punto del ciclo.

3.1.4 Cargas térmicas de calefacción y demanda de agua caliente sanitaria

Se dispone de la carga térmica de calefacción mes a mes del hospital correspondiente al año 2012, así como del consumo total de ACS en volumen, todo ello puede consultarse en la Tabla 7⁷⁴.

⁷³ Fuente: Apuntes de la carrera, asignatura “Calor y Frío Industrial” capítulo; Sistemas de refrigeración por compresión mecánica.

⁷⁴ Estos valores del consumo de ACS están fuertemente influidos por el nivel de ocupación del hospital.

Mes	Calefacción kWh	ACS kWh	Volumen de ACS (m3)
Enero	189.000	15.336	283,196
Febrero	204.400	16.057	283,67
Marzo	126.300	15.660	286,924
Abril	141.200	14.169	258,608
Mayo	54.700	12.672	246,735
Junio	23.200	12.354	245,684
Julio	19.800	9.820	197,601
Agosto	19.500	7.988	147,789
Septiembre	22.300	9.899	190,001
Octubre	73.100	11.735	219,354
Noviembre	141.600	14.170	262,018
Diciembre	167.100	11.048	210,681
TOTAL	1.182.200	150.908	2.832,261

Tabla 7: Cargas térmicas de calefacción y demanda de ACS del año 2012

Con todos estos datos de la Tabla 7 junto con los de la Tabla 5 podemos representar gráficamente en el siguiente Gráfico 20, las diferentes demandas térmicas del hospital.

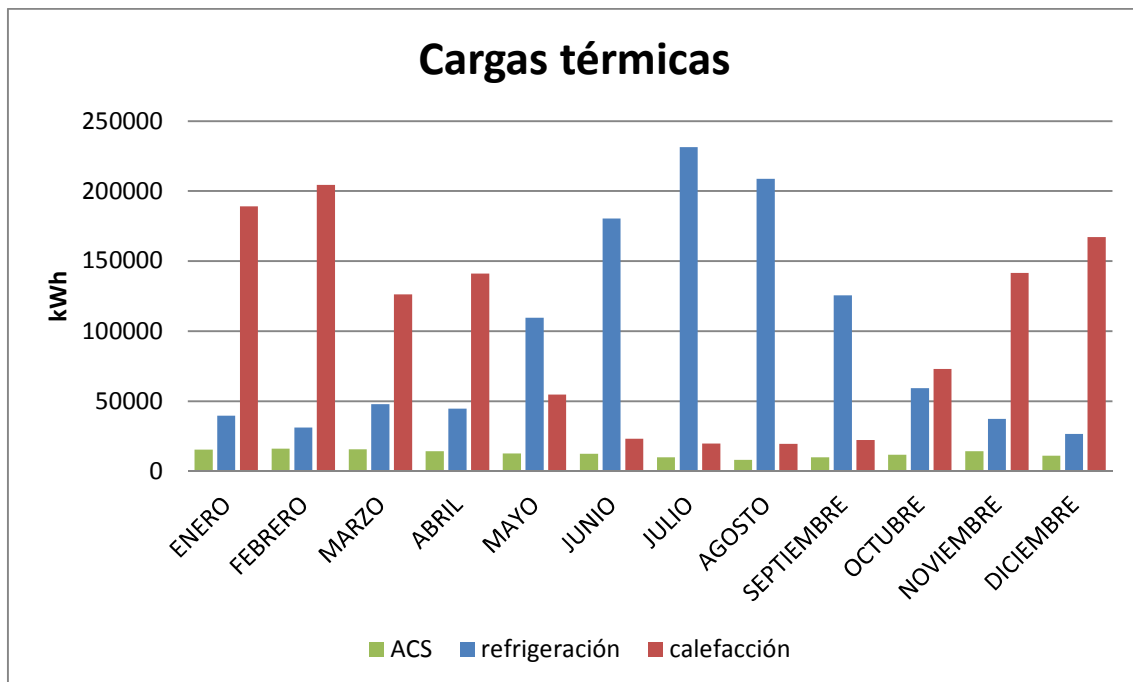


Gráfico 20: Cargas térmicas de calefacción, refrigeración y consumo de ACS.

Al igual que ocurría en el caso de la refrigeración, las demandas de calefacción son continuas a lo largo de todo el año. No obstante en los meses de invierno como es lógico, hay una mayor demanda de calor en forma de calefacción.

Hay que comentar el hecho que tanto durante la época estival, así como durante las estaciones intermedias se observa en la anterior Tabla 7 un consumo de calefacción que se explica teniendo en cuenta que para aclimatar y acondicionar determinadas zonas del

hospital donde se necesita un control muy específico y exhaustivo de las condiciones psicométricas, se emplea una instalación a “cuatro tubos” bombeando tanto calor como frío para un control más preciso de la temperatura, así como de la humedad del ambiente. No obstante esta práctica es minoritaria y restringida a muy pocas áreas del hospital dado el gran consumo energético que supone.

Para el caso del ACS, el hospital cuenta con dos acumuladores de 3000 litros cada uno. En principio se esperaría tener un consumo más uniforme a lo largo de todo el año, no obstante se tiene una pequeña disminución durante los meses de verano que se puede explicar observando los valores de ocupación del hospital, al estar este menos utilizado durante los periodos estivales tal y como se desprende de la Tabla 3.

También hay que tener en cuenta que tal y como obliga la normativa⁷⁵ para el control y la prevención de la legionelosis, se debe:

- Asegurar en todo el agua almacenada en los acumuladores de agua caliente finales, es decir, inmediatamente anteriores a consumo, una temperatura homogénea y evitar el enfriamiento de zonas interiores que propicien la formación y proliferación de la flora bacteriana.
- Mantener la temperatura del agua, en el circuito de agua caliente, por encima de 50 °C en el punto más alejado del circuito o en la tubería de retorno al acumulador.

Lo anterior obliga a tener recirculando el circuito de agua caliente sanitaria siempre que no se esté consumiendo para cumplir el mínimo de temperatura de 50°C, así como para evitar la proliferación de la flora bacteriana en el interior de los acumuladores por enfriamiento de los mismos.

Esto provoca pérdidas adicionales en el sistema, aparte de las contabilizadas en los acumuladores y en intercambiador de calor del circuito primario de la caldera y los propios acumuladores.

Teniendo en cuenta las exigencias del RITE⁷⁶, la capacidad del hospital y el grado de ocupación del mismo podemos comparar el volumen de agua caliente consumido mensualmente con el que te marca la normativa por número de camas.

⁷⁵ Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.

⁷⁶ Instalaciones Térmicas en los Edificios RITE Sección HE 4.

Mes	Demanda ACS RITE (m ³) ⁷⁷	Volumen de ACS (m ³)	Diferencia (m ³)
Enero	186,55	283,196	96,64
Febrero	168,69	283,670	114,98
Marzo	188,23	286,924	98,69
Abril	169,80	258,608	88,80
Mayo	170,11	246,735	76,63
Junio	164,16	245,684	81,52
Julio	147,95	197,601	49,65
Agosto	125,49	147,789	22,30
Septiembre	139,86	190,001	50,14
Octubre	157,76	219,354	61,59
Noviembre	171,29	262,018	90,73
Diciembre	153,85	210,681	56,83
TOTAL	1.943,76	2.832,261	888,50

Tabla 8: Volumen total de ACS consumido frente a lo que marca el RITE.

Esta diferencia en el consumo de agua caliente sanitaria va a otros procesos del hospital como pudieran ser: lavandería o a los lavaplatos de las cocinas que son también grandes consumidores de ACS.

3.2 Potencias medias

Una vez conocidas las distintas demandas de energía a lo largo de todo el año tal y como se recoge en el epígrafe anterior, es necesario en primera aproximación dimensionar la potencia media anual de la nueva instalación que se propondrá.

La nueva instalación funcionará en todo momento siguiendo la demanda de calor total para tener un funcionamiento lo más eficiente posible a lo largo de todo el año⁷⁸. En esta demanda total de calor se incluyen también las necesidades térmicas de la máquina de absorción que proporcionara el frío de refrigeración.

Los excesos o defectos de energía eléctrica podrán intercambiarse con la red eléctrica en cada instante, ya que la instalación podrá trabajar tanto en paralelo con la red eléctrica como en modo isla, aislada de esta.

⁷⁷ Hospitales y clínicas tienen una demanda a cumplir de ACS de 55l/día por cama.

⁷⁸ Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de febrero. Atender la demanda de calor y/o frío y comprar o vender electricidad a la red. Esto tiene como ventajas:

- Mayor flexibilidad en cuanto a autoconsumos.
- Mayor flexibilidad en cuanto a potencias instaladas.
- Objetivo: reducir la dependencia energética externa.

3.2.1 Potencia eléctrica media

A la hora de determinar la potencia eléctrica necesaria debemos tener en cuenta que en la nueva instalación los compresores de la máquina frigorífica convencional dejarán de funcionar al ser reemplazados por una máquina de absorción, por lo tanto debemos descontarlos del consumo de electricidad total como sigue, en la Tabla 9.

Mes	Consumo eléctrico total (kWh)	Consumo eléctrico de los compresores A/A (kWh)	Consumo eléctrico neto sin los compresores A/A (kWh)	Potencia eléctrica media resultante (kW)
Enero	228.322	11.848	216.474	290,96
Febrero	222.875	8.612	214.263	318,84
Marzo	233.912	14.525	219.387	294,88
Abril	222.967	14.841	208.126	289,06
Mayo	272.615	34.800	237.815	319,64
Junio	316.591	66.350	250.241	347,56
Julio	334.391	74.912	259.479	348,76
Agosto	303.582	68.403	235.179	316,10
Septiembre	269.129	44.324	224.805	312,23
Octubre	258.969	28.958	230.011	309,15
Noviembre	233.047	17.929	215.118	298,78
Diciembre	228.283	12.940	215.343	289,44
TOTAL	3.124.683	398.442	2.726.241	311,28⁷⁹

Tabla 9: Consumo eléctrico de los compresores y total del hospital para el año 2012

3.2.2 Potencia térmica media

Como el COP de cualquier máquina frigorífica varía de forma significativa con la temperatura ambiente, es necesario considerar en los cálculos la temperatura ambiente media mensualmente en la ubicación del hospital.

El hospital objeto de estudio se encuentra en el distrito de Madrid Capital. La temperatura promedio anual es de 14,6°C y las temperaturas medias mensuales en grados Celsius pueden consultarse en la siguiente Tabla 10.

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
6,2	7,4	9,9	12,2	16	20,7	24,4	23,9	20,5	14,7	9,4	6,4

Tabla 10: Temperaturas medias en °C en Madrid Capital⁸⁰.

⁷⁹ Valor promedio anual.

⁸⁰ Fuente: Agencia Estatal de Meteorología (AEMET).

La correlación utilizada para determinar el COP del equipo convencional de producción de frío por compresión mecánica a lo largo de todo el año en función de la temperatura ambiente es:

$$COP = 4 - \frac{T_0 - T_{15}}{T_{30} - T_{15}} (4 - 1)$$

Donde, T_0 es la temperatura ambiente en cada mes en Kelvin y $T_{15,30}$ 288,15K y 303,15K respectivamente.

La anterior correlación proporciona los siguientes valores:

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
5,76	5,52	5,02	4,56	3,8	2,86	2,12	2,22	2,9	4,06	5,12	5,72

Tabla 11: COPs medios mes a mes para un equipo convencional de refrigeración por compresión mecánica.

Esta correlación al tener en cuenta la temperatura ambiente exterior proporciona valores inferiores a los medidos en la propia instalación y que se recogen en la Tabla 6, especialmente durante los meses de verano que son más cálidos y se tiene un peor coeficiente de operación junto con la mayor demanda de frío y por tanto estará más exigida la instalación. De este modo se está mayorando la carga térmica de refrigeración en los cálculos.

En cuanto al COP del equipo de absorción de simple efecto se ha utilizado un valor de bibliografía para estimarlo a lo largo del año.

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
0,7	0,68	0,6	0,55	0,5	0,45	0,45	0,5	0,55	0,6	0,68	0,7

Tabla 12: COPs medios mes a mes para una máquina de absorción de simple efecto.⁸¹

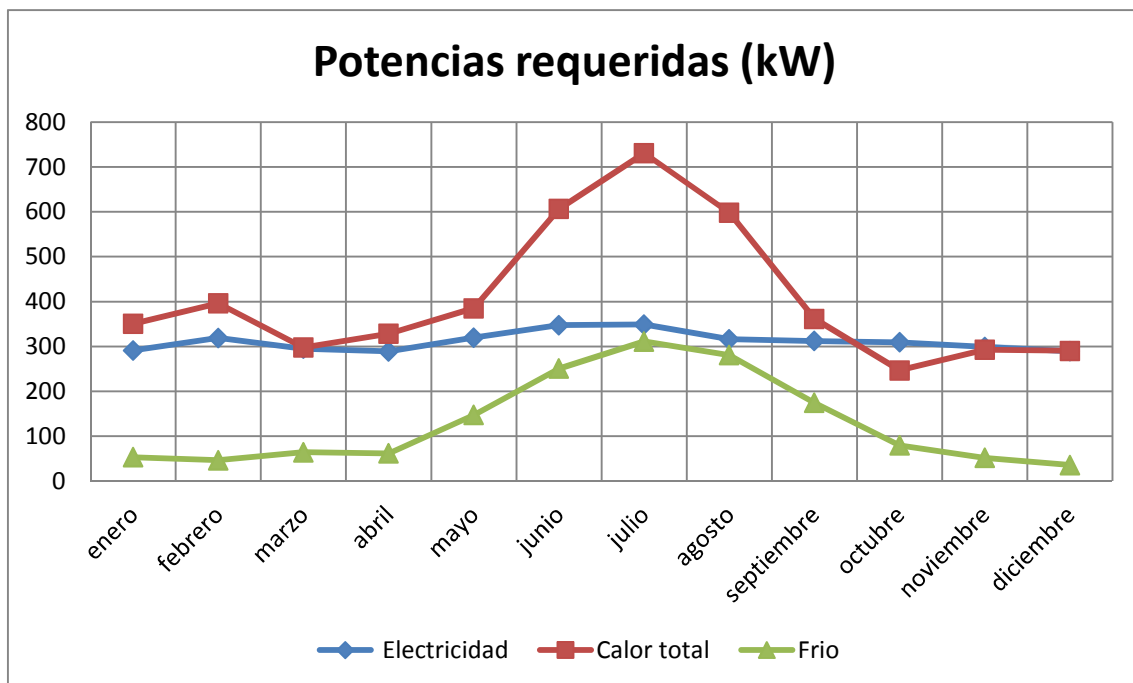
Ahora una vez conocidos los coeficientes de operación mes a mes de la máquina de absorción se puede determinar de manera más precisa el calor que es necesario aportar al generador de la misma y con ello también las necesidades medias de calor de la instalación.

⁸¹ Fuente: Apuntes de la carrera, asignatura “Instalaciones Fluidotérmicas”.

	demanda frío (kWh)	Calor máquina absorción (kWh) ⁸²	Calefacción (kWh)	ACS (kWh)	Total calor (kWh)	Potencia térmica total media (kW) ⁸³
enero	39.600	56.571	189.000	15.336	260.907	350,68
febrero	31.100	45.735	204.400	16.057	266.192	396,12
marzo	47.800	79.667	126.300	15.660	221.627	297,89
abril	44.600	81.091	141.200	14.169	236.460	328,42
mayo	109.600	219.200	54.700	12.672	286.572	385,18
junio	180.500	401.111	23.200	12.354	436.665	606,48
julio	231.300	514.000	19.800	9.820	543.620	730,67
agosto	208.800	417.600	19.500	7.988	445.088	598,24
septiembre	125.500	228.182	22.300	9.899	260.381	361,64
octubre	59.300	98.833	73.100	11.735	183.668	246,87
noviembre	37.400	55.000	141.600	14.170	210.770	292,74
diciembre	26.500	37.857	167.100	11.048	216.005	290,33
TOTAL	1.142.000	2.234.847	1.182.200	150.908	3.567.955	407,10⁸⁴

Tabla 13: Demandas de calor medias totales desglosadas del año 2012.

Una vez calculados los diferentes datos de potencias medias anuales y mensuales de la instalación para las demandas energéticas del hospital, se procede a realizar un estudio de todos los parámetros de interés de la instalación, contemplando un rango de potencias eléctricas que contenga al valor promedio anual calculado.



⁸² Para obtener el calor que es necesario aportar al generador de la máquina de absorción de simple efecto se ha utilizado los valores de COP de la Tabla 12.

⁸³ Se ha supuesto un funcionamiento continuo de la instalación las 24 horas del día a lo largo de todo el mes para la demanda total de calor, por lo tanto este valor corresponde a la potencia media.

⁸⁴ Valor promedio anual.

Gráfico 21: Potencias mensuales requeridas (kW) por el hospital⁸⁵.

3.3 Dimensionamiento de la instalación

A continuación se procederá al dimensionamiento y simulación del funcionamiento de la nueva instalación haciendo uso del programa de cálculo mathcad.

3.3.1 Modelización de los distintos componentes

Inicialmente se comenzará modelizando el comportamiento de cada elemento a carga parcial, considerando para ello la variación del rendimiento con la potencia respecto a los valores nominales.

3.3.1.1 Motor alternativo de gas natural

Como vamos a trabajar en mathcad con valores discretos de potencias para el motor alternativo debemos ser capaces de determinar la eficiencia del motor para cada grado de carga del mismo⁸⁶, para esto se realizará un ajuste logarítmico en tres puntos para la eficiencia del motor en función de la potencia ya que se dispone de los valores al 50%,75% y a plena carga de la familia de motores de gas TCG 2016 de MWM⁸⁷ que están dentro del rango de potencias contemplado.

Datos sobre las eficiencias del motor a diferentes grados de carga⁸⁸:

Carga	Rendimiento del motor
50%	0.367
75%	0.392
100%	0.430

Tabla 14: Rendimientos del motor de gas natural en tres puntos a carga parcial

⁸⁵ El calor total incluye las demandas de calefacción, ACS y la absorción para la producción de frío. En el término de electricidad se ha descontado el consumo de los compresores mecánicos.

⁸⁶ El rendimiento del generador eléctrico acoplado al motor por simplicidad se supondrá constante con el grado de carga del motor e igual a 0,965.

⁸⁷ <http://www.mwm.net/en/products/gas-engines-power-generators/tcg-2016/>

⁸⁸ Para poder determinar los rendimientos a carga parcial se ha utilizado el catálogo de MWM y también información contemplada en la tabla 1 del artículo: "Emission characterization and evaluation of natural gas-fueled cogeneration microturbines and internal combustion engines Aldo Canova, Gianfranco Chicco, Giuseppe Genon, Pierluigi Mancarella".

Este ajuste logaritmo en mathcad se realiza según la expresión:

$$\text{Invect} := \text{Infit} \left[\frac{W_{m_{\text{dat}}}}{W \cdot (10)^6}, \eta_{m_{\text{dat}}} \right]$$

Y por tanto la expresión final recogiendo estos coeficientes del ajuste queda:

$$\eta_{m_{\text{ln}_{ma_i}}} := \text{Invect}_1 \cdot \ln \left(\frac{W_{ne_i}}{W \cdot 10^6} \right) + \text{Invect}_2$$

$$\eta_{m_{ma_i}} := \eta_{m_{\text{ln}_{ma_i}}}$$

El resultado del ajuste (con los coeficientes) puede representarse gráficamente en función del rango de potencias contemplado tal y como se muestra en el siguiente Gráfico 22, donde también se ha representado el consumo específico del motor que se define como:

$$C_{e_{ma_i}} := \frac{1}{L_i \cdot \eta_{m_{ma_i}}}$$

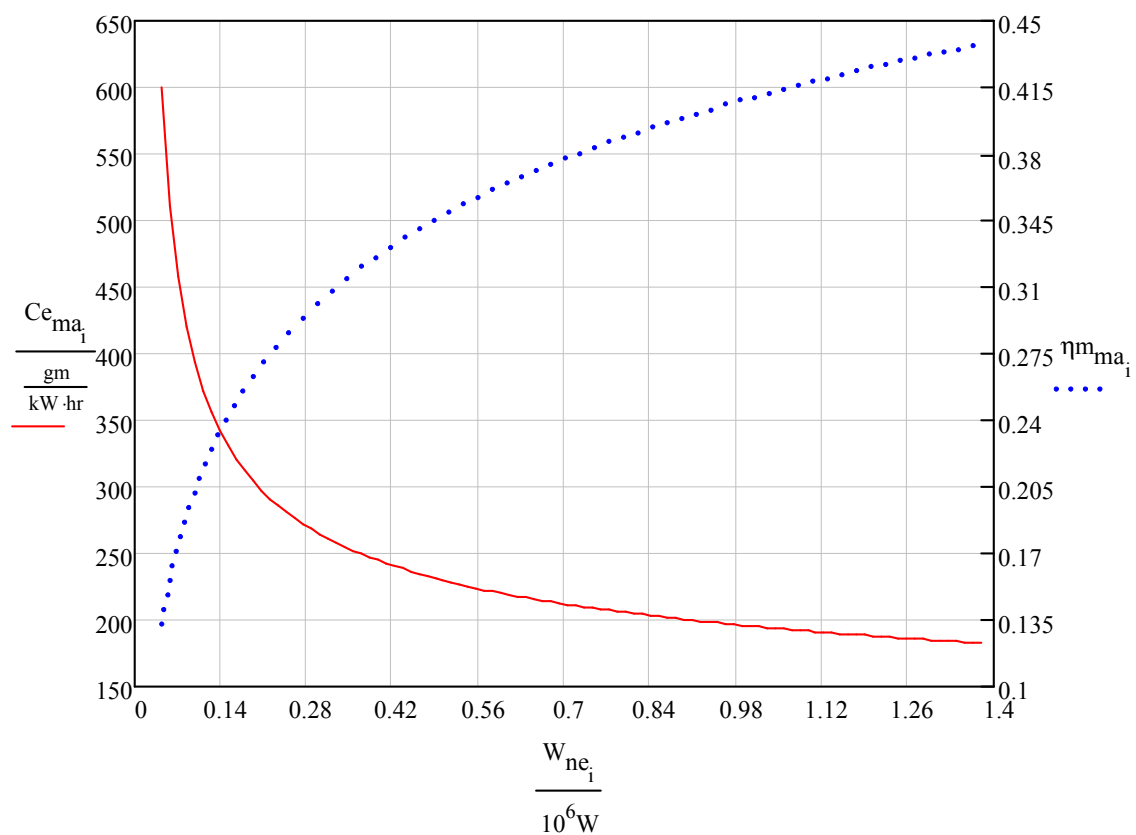


Gráfico 22: Eficiencia del motor y consumo específico en función de la potencia eléctrica neta

Es importante hacer notar que en esta primera parte del cálculo “dimensionado de la instalación” no se utilizará este ajuste logarítmico de la eficiencia del motor en función del grado de carga ya que para cada potencia eléctrica contemplada en el rango inicial de estudio se supondrá motores de esa potencia mecánica operando a plena carga y por tanto en el punto de máximo rendimiento.

Más adelante una vez dimensionada la instalación, se determinara el grado de carga mes a mes del motor alternativo y por tanto se hará uso de este ajuste para determinar la eficiencia en cada punto de operación de la instalación.

3.3.1.2 Caldera auxiliar de respaldo

Al igual que hicimos en caso del motor se debe realizar un ajuste para el rendimiento de la caldera en función de la carga, como se dispone de más de tres puntos se realizará un ajuste polinómico de tercer grado para tener más precisión en los resultados.

La caldera auxiliar de respaldo que se utilizara como referencia es una caldera de condensación⁸⁹ y de gas natural “Buderus Grupo Bosch familia *Logano plus GB402*”⁹⁰ que tienen un amplio abanico de potencias dependiendo del modelo. Sus características técnicas pueden consultarse en el ANEXO 2 y entre las más importantes cabe destacar:

- Amplio rango de modulación de potencia del 20% al 100%.
- Rendimiento de hasta un 110%⁹¹.
- Bajas emisiones contaminantes (Emisiones, NOx < 40 mg/kWh y CO < 20 mg/kWh).

De la curva de eficiencias del catálogo del fabricante obtenemos los rendimientos en todo el rango de modulación de potencia de la caldera, esto es:

$$\eta_{\text{qdat}} := \begin{pmatrix} 108.7 \\ 108 \\ 107.2 \\ 105.4 \\ 103.8 \\ 102.2 \\ 100.8 \\ 99.1 \\ 97.5 \end{pmatrix} \cdot 10^{-2}$$

⁸⁹ Esta tecnología permite obtener rendimientos térmicos basados en el Poder Calorífico Inferior (PCI) del combustible utilizado superiores a la unidad gracias a la condensación del vapor de agua presente en los gases de escape.

⁹⁰ Fuente: Catálogo del fabricante Buderus marca perteneciente a la división Bosch Termotecnia del Grupo Bosch “Catalogo Tarifa General 2013”.

http://www.buderus.es/files/201306281141400.Buderus%20Tarifa%202013_ES.pdf

⁹¹ Basado en el PCI (poder calorífico inferior) del combustible.

Los coeficientes del ajuste en mathcad son:

$$\text{ajust} := \text{regress} \left(\frac{Q_{\text{qdat}}}{10^6 W}, \eta_{\text{qdat}}, \text{ord} \right)$$

Creando también un rango de potencias para el funcionamiento de la caldera basado en la demanda total (calefacción más absorción) punta tenemos:

$$QdW_i := \frac{Qd_{\text{cabp}}}{10} + 3(i-1) \cdot \frac{Qd_{\text{cabp}}}{n}$$

Por lo que finalmente la expresión de la eficiencia de la caldera adaptada a nuestro rango de potencias simulado queda:

$$\eta_q := \text{ajust}_7 \cdot \left(\frac{QdW}{MW} \right)^{\text{ord}} + \text{ajust}_6 \cdot \left(\frac{QdW}{MW} \right)^{\text{ord}-1} + \text{ajust}_5 \cdot \left(\frac{QdW}{MW} \right)^{\text{ord}-2} + \text{ajust}_4$$

La expresión anterior que recoge los coeficientes de regresión del ajuste será muy útil para cálculos posteriores donde se quiera saber la eficiencia para cada valor de potencia de la caldera en concreto. Nótese que estos coeficientes calculados serán válidos para todas las calderas de la misma familia.

El resultado del ajuste polinómico de tercer orden para el rendimiento de la caldera se puede apreciar en el siguiente gráfico.

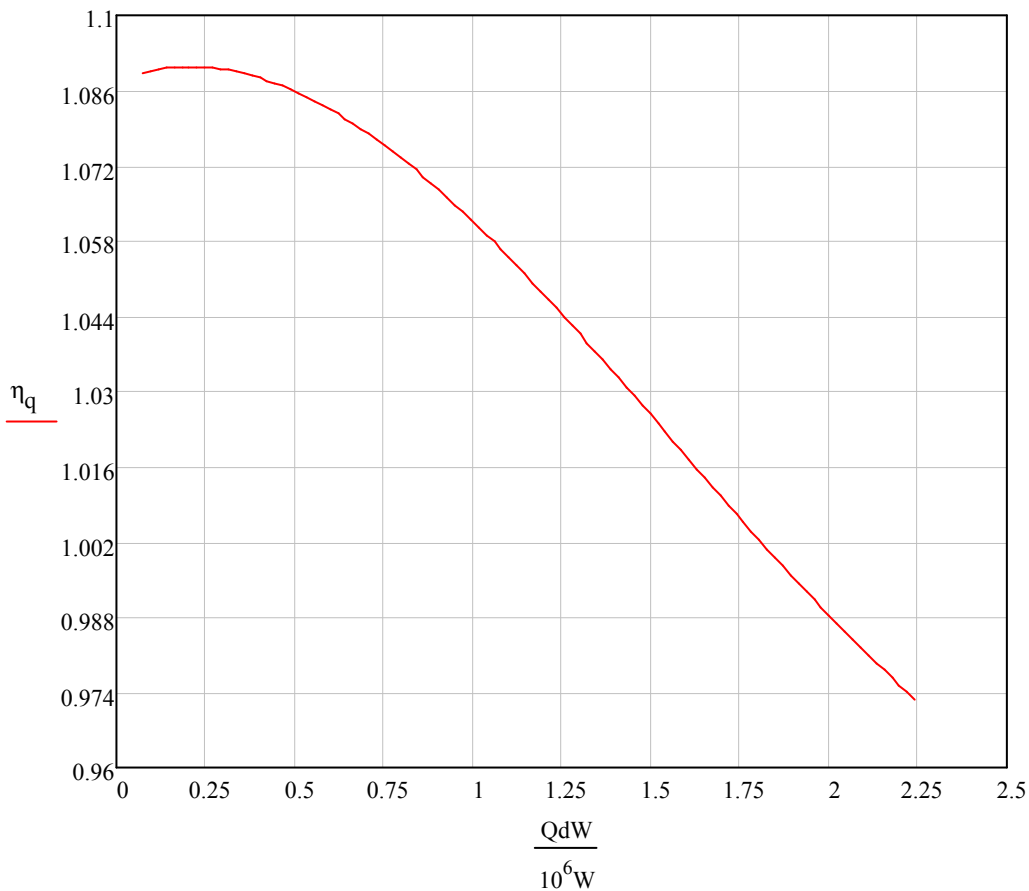


Gráfico 23: Eficiencia de una caldera de condensación en función de la potencia⁹².

3.3.1.3 Máquina de absorción de simple efecto

Para la modelización de la máquina de absorción de simple efecto se utilizara para cada mes del año el valor del coeficiente de operación que se recoge en la Tabla 12, independientemente del grado de carga de la misma ya que como se comentó anteriormente y se puede ver también en el Gráfico 12, el COP de la misma no varía significativamente con el grado de carga pero si con la temperatura del condensador, hecho este último que ya se ha tenido en cuenta en los valores de la Tabla 12. Como ejemplo de todo esto puede verse en el Gráfico 12, que para una temperatura del condensador constante de 40°C y un grado de carga de la máquina de absorción del 25% el COP tiene un valor de 0,74 mientras que a plena carga para esa misma temperatura del condensador este valor es de 0,73 prácticamente el mismo.

No obstante no ocurre lo mismo si se varía la temperatura del condensador para un grado de carga constante, por ejemplo para una carga del 25% y una temperatura del

⁹² Nótese que a diferencia de los motores alternativos las calderas de condensación tienen mejor rendimiento a carga parcial.

condensador de 35°C el COP tiene un valor de 0,78 (valor más alto del Gráfico 12), mientras que para ese mismo grado de carga si se incrementa la temperatura del condensador a 40°C, el valor del coeficiente de operación disminuye a 0,74, variación que ya no puede ser despreciable y ha de tenerse en cuenta en los cálculos.

3.3.1.4 Propiedades físicas de las diferentes sustancias

En lo que confiere a todos los cálculos posteriores se va hacer uso de estos valores, definidos en este apartado⁹³.

- Poder calorífico inferior del gas natural: $PCI = 45MJ/kg$
- Calor específico a presión constante del aire seco: $c_p = 1000 \frac{J}{kg.K}$
- Constante de la ecuación de estado del aire seco: $R_g = 285,7 \frac{J}{kg.K}$
- Correlación para el cálculo del calor específico a presión constante de los gases de escape en función de su temperatura⁹⁴:

$$c_{p_{esc}}(T) := \frac{0.9952J}{kg.K} + 92.1 \cdot \frac{J}{kg.K^2} \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273.15K)$$

- Agua (Líquido ideal caloríficamente perfecto), calor específico⁹⁵:

$$c_w = 4180 \frac{J}{kg.K}$$

- Agua (Líquido ideal caloríficamente perfecto), densidad: $\rho_w = 996,5 \frac{kg}{m^3}$

3.3.2 Rango inicial de potencias eléctricas contemplado en el estudio

Para hacer el programa más flexible se definirá el rango de potencias eléctricas netas estudiado en función de un parámetro “n”, en nuestro caso vamos a definir $n = 100$.

$$W_{ne_i} := \frac{Wd_{nep}}{10} + 3(i - 1) \cdot \frac{Wd_{nep}}{n}$$

Siendo “i” cada valor discreto de potencias y variando de 1...n.

⁹³ Fuente: Apuntes de la carrera; asignatura “Instalaciones fluidotérmicas”.

⁹⁴ Fuente: IDAE "guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia".

⁹⁵ Nótese que para un LICP sólo se define calor específico, ya que los calores a presión constante y volumen constante coinciden como consecuencia de la incompresibilidad del líquido.

Lo anterior nos proporciona valores de potencias equiespaciadas entre 45kW_e y 1380kW_e.

3.3.3 Coeficiente de mérito para la producción de frío

Una cuestión muy importante en trigeneración es acerca del método de producción de frío ya que se tienen diferentes alternativas, en el presente estudio se ha optado en base al consumo de energía primaria⁹⁶.

Por lo tanto vamos a definir un coeficiente C_f adimensional como el cociente entre la energía primaria convencional consumida por el motor alternativo (energía mecánica generada para los compresores) destinada a cubrir la demanda de frío y la energía primaria en forma de calor (caldera convencional de respaldo) que es necesario aportar a la máquina de absorción para cubrir esa misma demanda de refrigeración.

Tenemos por tanto,

$$C_f = \frac{E_{conv,motor}}{E_{abs,caldera}} = \frac{\frac{Demanda_{frío}}{\eta_{elec} \cdot COP_{conv}}}{\frac{Demanda_{frío}}{\eta_q \cdot COP_{abs}}} = \frac{\eta_q \cdot COP_{abs}}{\eta_{elec} \cdot COP_{conv}}$$

Donde η_q es el rendimiento de la caldera y η_{elec} rendimiento eléctrico de la instalación ($\eta_{elec} = \eta_{motor} \cdot \eta_{generador}$).

En base a este criterio se pueden dar dos situaciones:

- Si $C_f > 1$, Absorción y frío primero.
- Si $C_f < 1$ Refrigeración con equipos convencionales y calor primero⁹⁷.

$$C_f := \left(\frac{COP_{m_{abs}} \cdot \eta_q}{COP_{m_{conv}} \cdot \eta_{m_{ma}} \cdot \eta_{gen}} \right)$$

Es importante hacer notar que en la expresión anterior y en las sucesivas se usará el rendimiento η_q de la caldera auxiliar de gas natural de condensación que sustituirá a la de antigua de gasóleo C.

Se ha utilizado un valor medio anual para los coeficientes de operación en absorción y convencional.

⁹⁶ También podríamos haber adoptado un criterio en base al beneficio económico, esto es, definir C_f como el cociente entre lo que cuesta cubrir la demanda de frío con el equipo convencional y la máquina de absorción.

⁹⁷ Solo se aporta calor a la máquina de absorción en este segundo caso, si ya se ha cubierto toda la demanda de calor (calefacción, ACS...) y tenemos excedente térmico. Cubriéndose la demanda insatisfecha de refrigeración con equipos convencionales.

La expresión anterior proporciona un valor del coeficiente C_f de 0.367, menor a la unidad, lo que nos indica que primero se atenderán todas las demandas térmicas del hospital (calefacción, ACS, vapor etc...) con el calor residual del motor y en segundo lugar si sobra calor residual se atiende a la máquina de absorción, cubriéndose la restante demanda de frío insatisfecha con equipos convencionales.

3.3.4 Calor residual extraído del motor

Descontamos las pérdidas por radiación y entalpía a la salida de los gases de escape que como máximo solo pueden enfriarse hasta 120°C^{98} para evitar problemas de corrosión por condensación de ácidos.

Balance de energía en el motor alternativo:

$$\dot{F}_{comb} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{esc} + \dot{Q}_{ref} + \dot{W}_{mec}^{99}$$

$$\dot{m}_c L_i = \dot{Q}_{rad} + (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_{p,esc} (T_{esc} - T_0) + \dot{Q}_{ref} + \dot{m}_c L_i \eta_{mec}$$

Operando e identificando $\dot{F} = \dot{m}_c L_i = \dot{W}_{mec} / \eta_{mec}$, finalmente obtenemos la expresión para el calor residual del motor alternativo:

$$Q_{m_f} := \overrightarrow{[F_{m_{ma}} \cdot (1 - \eta_{m_{ma}} - RQ_{pma}) - Q_{m_{escnoutil}}]}$$

Donde RQ_{pma} es el coeficiente de pérdidas por radiación (%) respecto de la energía primaria suministrada al motor, $F_{m_{ma}}$ la energía primaria en forma de combustible suministrada al motor alternativo y $Q_{m_{escnoutil}}$ la entalpía de los gases de escape no aprovechable al existir una temperatura límite de enfriamiento.

$$F_{m_{ma}} := \frac{\overrightarrow{W_{m_{ma}}}}{\eta_{m_{ma}}} \quad Q_{m_{escnoutil}} := \frac{\overrightarrow{F_{m_{ma}} \cdot (RAC_{ma} + 1) c_{p,esc}(T_{emin}) \cdot (T_{emin} - T_0m)}}{L_i}$$

Con todas estas definiciones obtenemos el siguiente gráfico para el calor residual, energía primaria consumida y potencia mecánica del motor en función de la potencia eléctrica producida.

⁹⁸ Temperatura mínima o de chimenea, a la que pueden enfriarse los gases de escape según el catalogo del fabricante.

⁹⁹ El punto encima de cada variable, denota que es por unidad de tiempo.

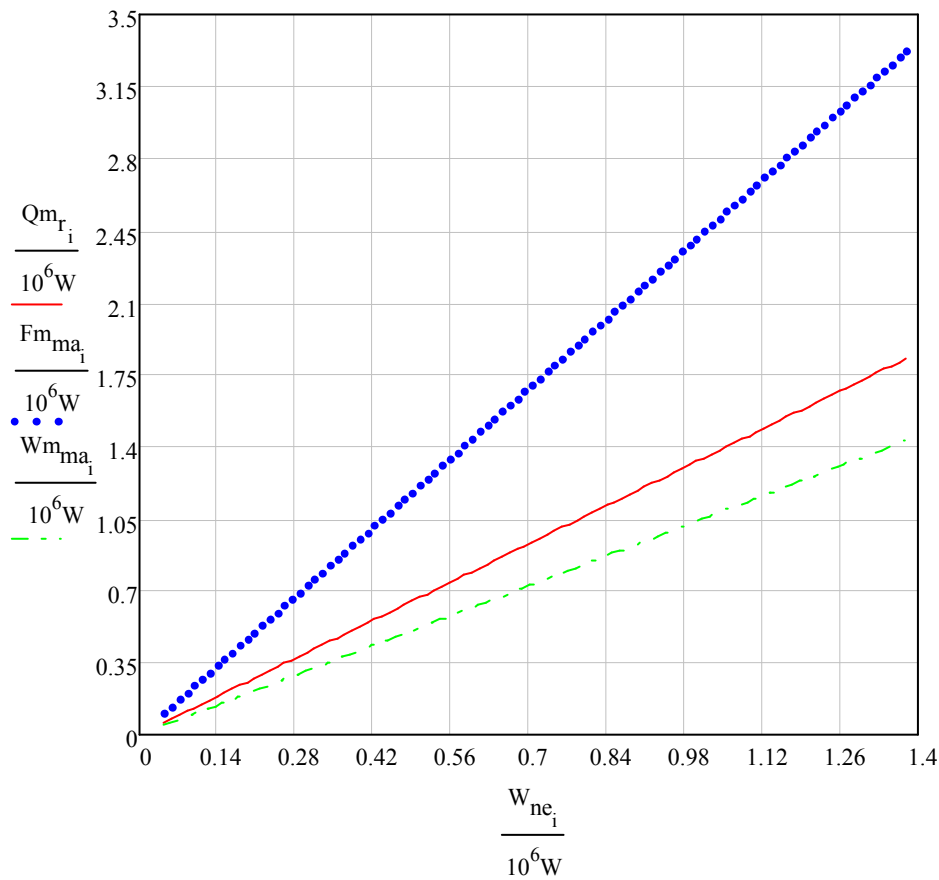


Gráfico 24: Calor residual, energía consumida y potencia mecánica del motor MW

3.3.5 Reparto del calor residual

Una vez conocidas las diferentes prestaciones del motor para cada output de potencia eléctrica neta es necesario definir cómo se va a repartir el calor residual producido así como la energía eléctrica generada.

En primer lugar es interesante calcular el límite superior del aprovechamiento térmico, es decir el valor punta por encima del cual el calor residual del motor se desaprovecharía ya que no habría demanda para el mismo.

$$Qm_{utilmax} := \left(QpdW_c + \frac{QpdW_f}{COPm_{abs}} \right) \quad Qm_{utilmax} = 8.641 \times 10^5 W$$

Este calor útil máximo incluye la demanda pico de calefacción y ACS así como la demanda pico de frío suponiendo que esta última se cubriese íntegramente con absorción. Se hace uso de un COP medio de absorción cuyo valor es la media anual y toma el valor de $COP_{m_{abs}} = 0,58$.

Como sabemos que $C_f < 1$ en el rango de estudio del output eléctrico, se va a cubrir el defecto de climatización con los equipos convencionales utilizando para ello parte de la electricidad producida por la propia instalación según la siguiente expresión que cuantifica esta cantidad en función del calor residual del que se dispone para cada condición de operación del sistema.

$$W_{m_{nefrespaldo}_i} := \text{if} \left[Q_{m_{r_i}} - (Q_{pdW_c}) > 0W, \frac{Q_{pdW_f} - [Q_{m_{r_i}} - (Q_{pdW_c})] \cdot COP_{m_{abs}}}{COP_{m_{conv}}}, \frac{(Q_{pdW_f})}{COP_{m_{conv}}} \right]$$

Donde, Q_{m_r} es el calor residual del motor, Q_{pdW_c} la demanda de calefacción y ACS punta de la instalación en Vatios y Q_{pdW_f} la demanda de frío punta de la instalación en Vatios.

También es útil definir la siguiente variable, que cuando sea positiva significará que me sobra calor residual del motor.

$$Q_{m_{balance}} := Q_{m_r} - Q_{m_{utilmax}}$$

Calor medio de calefacción y ACS proporcionado por el motor:

$$Q_{m_{cma}_i} := \text{if} (Q_{m_{r_i}} < Q_{pdW_c}, Q_{m_{r_i}}, Q_{pdW_c})$$

Calor medio de calefacción y ACS proporcionado por la caldera auxiliar:

$$Q_{m_{cd}_i} := \text{if} (Q_{m_{r_i}} < Q_{pdW_c}, Q_{pdW_c} - Q_{m_{r_i}}, 0)$$

Calor medio que es necesario proporcionar a la máquina de absorción

$$Q_{m_{ef}_i} := \text{if} \left[Q_{m_{r_i}} > Q_{pdW_c}, \text{if} \left[W_{m_{nefrespaldo}_i} > 0, \frac{(Q_{pdW_f}) - W_{m_{nefrespaldo}_i} \cdot COP_{m_{conv}}}{COP_{m_{abs}}}, \frac{(Q_{pdW_f})}{COP_{m_{abs}}} \right], 0 \right]$$

Calor residual que se utiliza y calor residual que se convierte en útil, la diferencia entre ambos calores son las pérdidas en la distribución.

$$Q_{m_{resutilizado}} := \overrightarrow{(Q_{m_{cma}} + Q_{m_{ef}})} \quad Q_{m_{util}} := \overrightarrow{\left(Q_{m_{resutilizado}} - Q_{ppdW_c} - \frac{Q_{ppdW_f}}{COP_{m_{abs}}} \right)}$$

Frio medio aportado por el motor (energía térmica del motor) para satisfacer la demanda de frio con el equipo de absorción:

$$Q_{m_{fabs}} := \overrightarrow{(Q_{m_{ef}} \cdot COP_{m_{abs}})}$$

La restante parte de la demanda insatisfecha se cubre con equipos convencionales

$$Q_{m_{fconv}} := \overrightarrow{(Q_{pd} W_f - Q_{m_{fabs}})}$$

Por último hay que evaluar el calor desperdiciado por excedentario en el caso de que lo haya:

$$Q_{m_{excedente}_i} := \text{if}(Q_{m_{balance}_i} > 0 \cdot W, Q_{m_{balance}_i}, 0 \cdot W)$$

Todas estas variables pueden observarse en los dos siguientes gráficos.

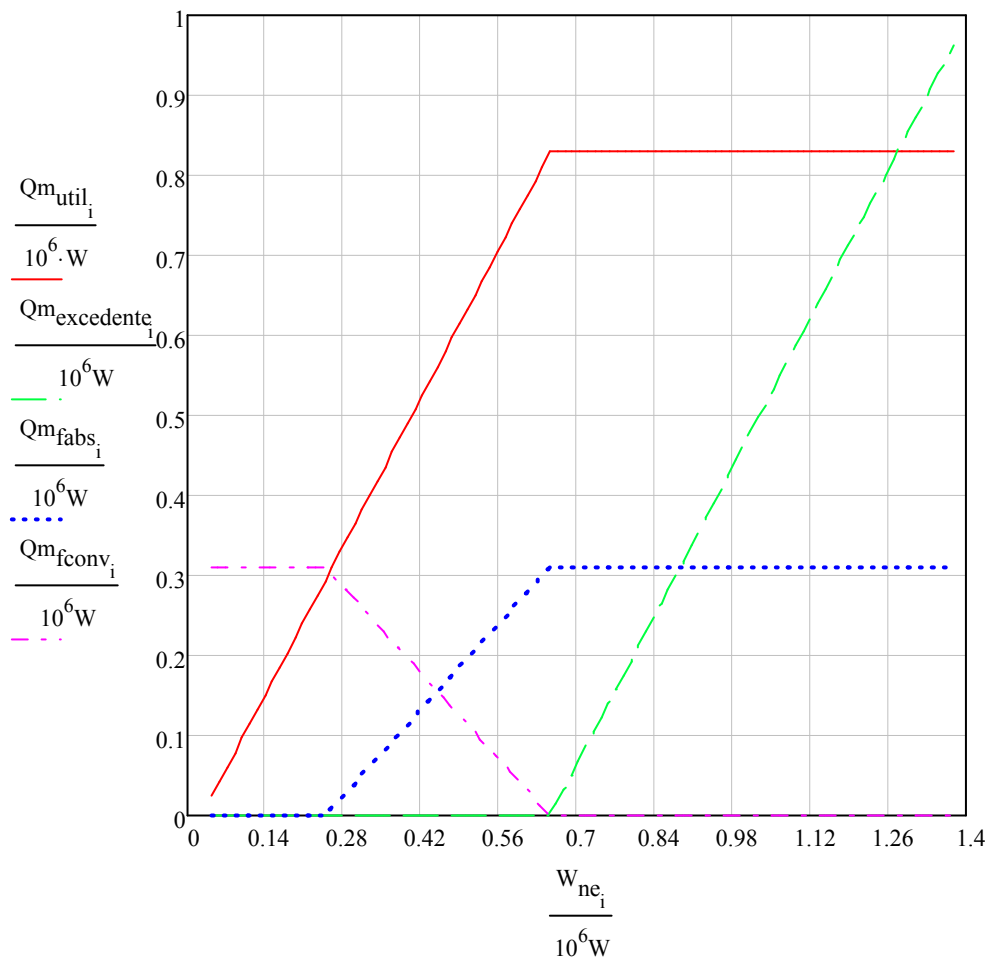


Gráfico 25: Calor útil, calor excedentario, demanda de frio cubierta con absorción, demanda de frio cubierta con equipos convencionales MW.

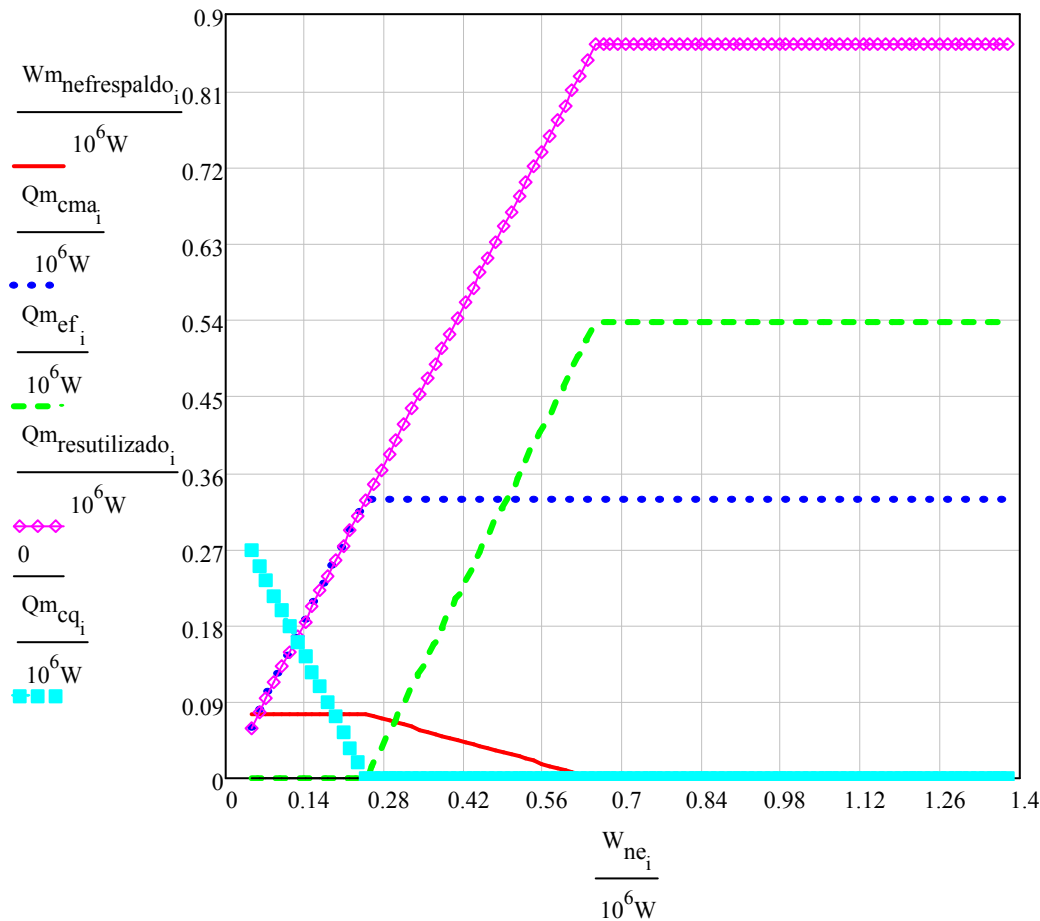


Gráfico 26: Potencia eléctrica neta consumida por el equipo respaldo, calor medio de calefacción y ACS proporcionado por el motor, calor para la máquina de absorción, calor residual reutilizado, calor aportado por la caldera de respaldo MW.

De las dos graficas anteriores se desprenden varias conclusiones:

- Para potencias eléctricas netas superiores a $665.2 kW_e$, toda la demanda de refrigeración se cubre con el equipo de absorción, ya que la energía térmica residual del motor es suficiente para cubrir todas las demandas de calor y frio del hospital. Por tanto se empieza a tener calor residual desaprovechado por excedentario ya que a partir de este punto toda la refrigeración se cubre

íntegramente con absorción una vez ya atendidas las demandas de calefacción y ACS¹⁰⁰.

- Dadas las demandas térmicas y las actuaciones de los distintos elementos de la instalación que se reflejan en los coeficientes de operación y en el coeficiente C_f , resulta que para potencias superiores a 260.7kW_e la caldera auxiliar de respaldo no contribuye a las necesidades térmicas de la instalación ya que toda la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria se cubre íntegramente con el calor residual del motor.

3.3.6 Energía eléctrica generada

La energía eléctrica neta es el output que se está simulando dentro del rango de estudio, por tanto es útil comenzar analizando el excedente eléctrico de la instalación así como el déficit de electricidad para cada valor de la energía eléctrica neta generada.

El déficit de electricidad responde a la siguiente expresión:

$$\Delta W_{m_{ne}} := \overrightarrow{[W_{ne} - (W_{m_{ne}frespaldo} + W_{pd_{ne}})]}$$

$$W_{m_{ne}excedente_i} := \text{if}(\Delta W_{m_{ne}_i} > 0W, \Delta W_{m_{ne}_i}, 0W)$$

Donde $W_{pd_{ne}}$ es la demanda punta de electricidad de la instalación.

En cuanto al déficit de energía eléctrica, este es:

$$W_{m_{ne}deficit_i} := \text{if}(\Delta W_{m_{ne}_i} < 0W, -\Delta W_{m_{ne}_i}, 0W)$$

¹⁰⁰ Coeficiente de mérito para la producción de frío C_f estrictamente menor a la unidad.

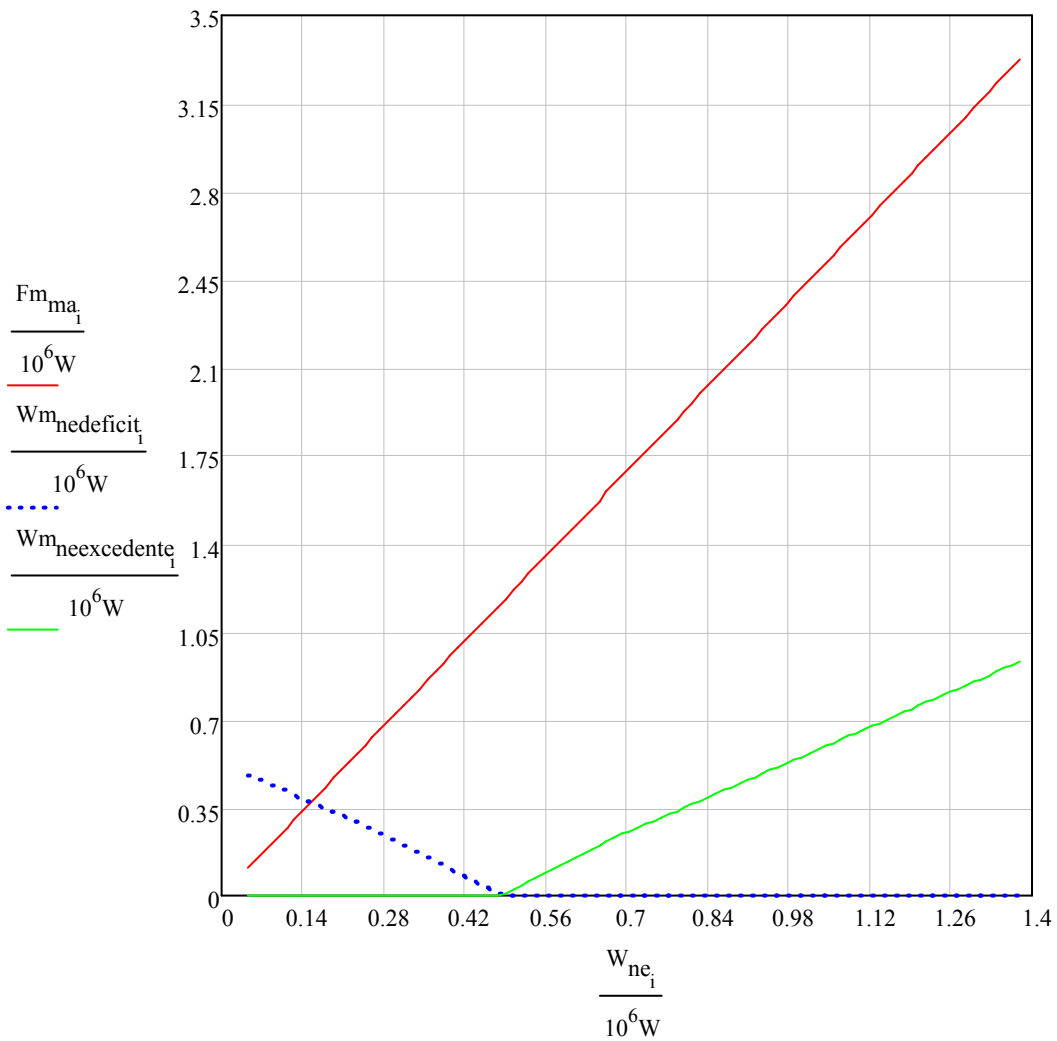


Gráfico 27: Energía primaria consumida, déficit y excedente de energía eléctrica [MW]

Del anterior gráfico se desprende que para valores de potencia eléctrica neta generada superiores a $489.9 kW_e$ se tiene excedente eléctrico y por debajo déficit.

En cuanto a la electricidad total producida, esta se puede expresar como:

$$W_{m_{netot}} := \overrightarrow{W_{ne} - (W_{md_{ne}} + W_{m_{nefrespaldo}})}$$

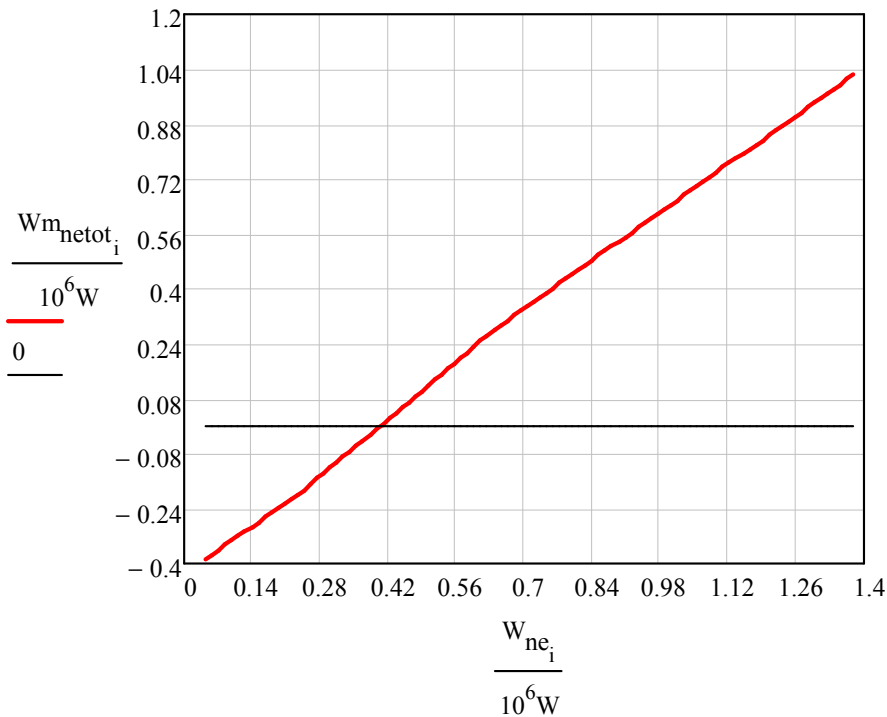


Gráfico 28: Electricidad total neta en función de la potencia eléctrica de la planta¹⁰¹

De donde se desprende que para potencias eléctricas netas de generación inferiores a $409kW_e$ es necesario comprar electricidad a la red eléctrica.

3.3.7 Parámetros de cogeneración

Rendimiento eléctrico equivalente REE; es el rendimiento eléctrico comparable con una planta de sólo generación de energía eléctrica, descontando del combustible consumido el necesario para producir por sistemas convencionales el calor. Este índice permite comparar la eficiencia eléctrica de una planta de cogeneración con el rendimiento eléctrico o global de una planta de sólo producción de energía eléctrica.

Responde a la siguiente expresión:

$$REE = \frac{W_e}{F - \frac{Q_u}{\eta_q}}$$

Nótese que en el numerador de la anterior expresión se contabiliza toda la electricidad producida por el grupo motor-generador independientemente de si se utiliza o no en la instalación ya que el exceso se puede inyectar en la red eléctrica¹⁰². En el denominador

¹⁰¹ Cuando este valor es negativo indica que se debe importar electricidad de la red.

¹⁰² Funcionamiento en paralelo de la instalación.

solo se contabiliza el calor residual útil que utilizo en mi instalación dada la demanda, de ahí que el denominador penalice el desaprovechar calor residual.

Que operando puede simplificarse;

$$REE := \frac{\eta_{gen} \cdot \eta_{m_{ma}}}{1 - \frac{Q_{m_{util}}}{\eta_q \cdot F_m}}$$

Factor de utilización de la energía FUE; es el cociente entre la energía eléctrica generada, más el calor útil, y la energía primaria aportada al motor. Responde a la siguiente expresión:

$$FUE = \frac{W_e + Q_u}{F}$$

Que para nuestro caso es;

$$FUE := \frac{(W_{ne} + Q_{m_{util}})}{F_{m_{ma}}}$$

También se puede definir la relación de cogeneración para la instalación como:

$$\lambda := \frac{Q_{m_{util}}}{W_{ne}}$$

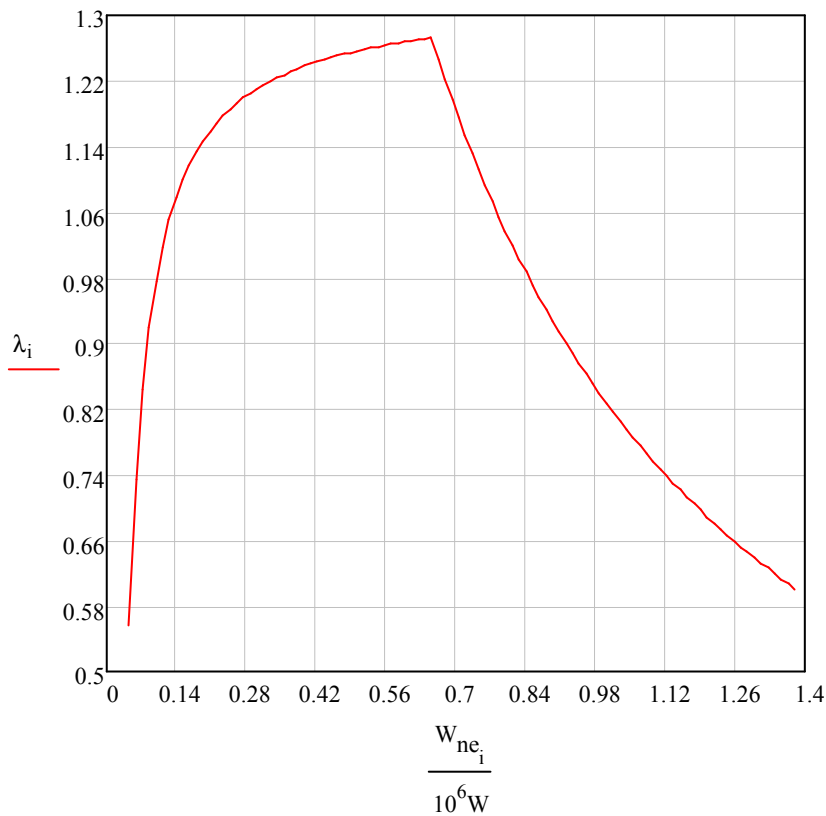


Gráfico 29: Relación de cogeneración de la instalación

Y por último un parámetro también muy importante en cogeneración.

Índice de Ahorro de Energía Primaria IAE¹⁰³: ahorro de combustible por unidad de energía respecto al modelo de generación convencional y separado de calor y electricidad.

$$\Delta F := \overrightarrow{\left(\frac{Q_{m_{util}}}{\eta_q} + \frac{W_{ne}}{\eta_{red}} - F_{m_{ma}} \right)}$$

$$IAE := \frac{\Delta F}{\frac{Q_{m_{util}}}{\eta_q} + \frac{W_{ne}}{\eta_{red}}}$$

Donde el rendimiento eléctrico se ha sustituido por el rendimiento de la red eléctrica, ya que la instalación funcionará en paralelo con la red.¹⁰⁴

¹⁰³ PES “Primary Energy Saving”.

¹⁰⁴ Rendimiento de la red eléctrica peninsular 0.45 incluyendo pérdidas por distribución. Fuente: Red Eléctrica de España <http://www.ree.es/es/> (año 2009).

Donde ΔF representa el ahorro de energía primaria que consigue la instalación de cogeneración respecto a la generación separada de calor y electricidad cubriendo la misma demanda.

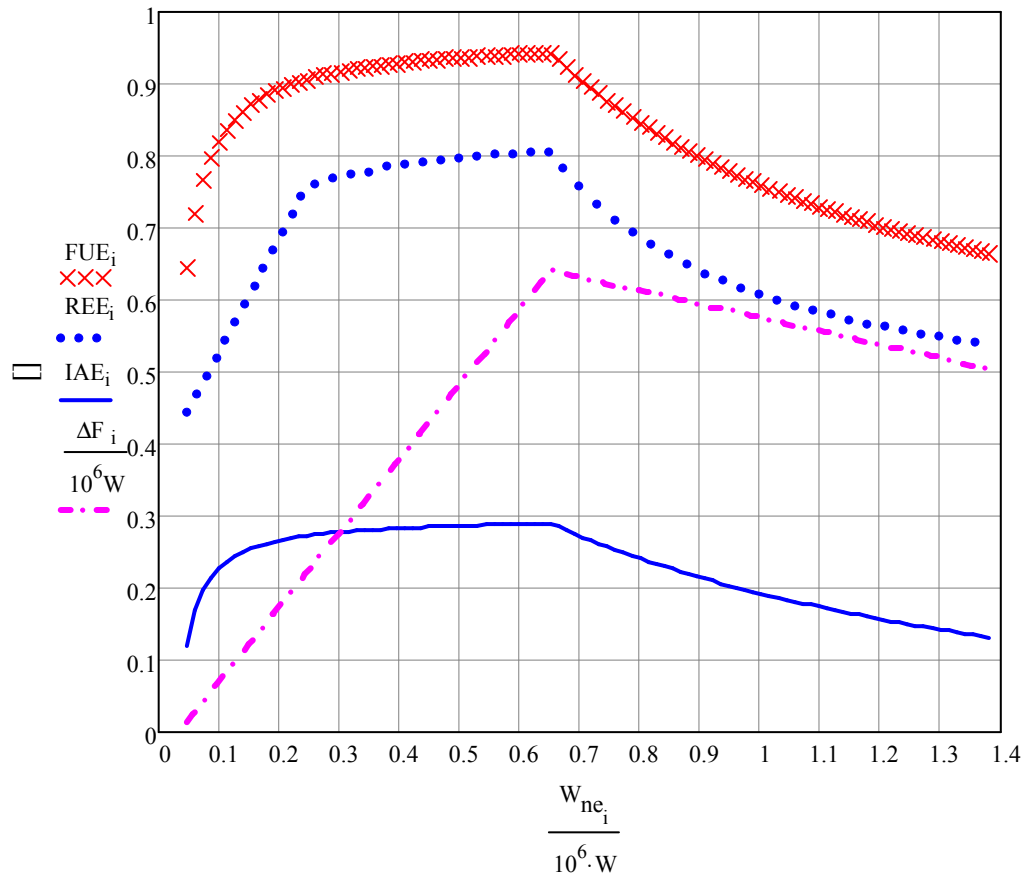


Gráfico 30: FUE, REE, IAE y ΔF de la instalación de cogeneración

De la anterior gráfica vemos que en torno a $400kW_e$ la instalación funcionaria adaptada a la demanda de electricidad y en torno a $625kW_e$ a la demanda de calor total.

3.3.8 Emisiones de CO_2

El nivel de dióxido de carbono generado por cada kWh depende del tipo de combustible utilizado para cogenerar y de la media del sistema eléctrico en conjunto, ya que este último valor es el que marcará la disminución en la tasa de ahorro de emisiones de CO_2 que supone la cogeneración frente a la producción separada y convencional de calor y electricidad. En un sistema eléctrico con un alto grado de integración de tecnologías renovables y nuclear de base, se podría dar el caso que esta tasa de ahorro de las emisiones de CO_2 fuese negativa lo cual indicaría que la cogeneración supondría una mayor emisión de estos gases de efecto invernadero.

Para nuestro caso de estudio tenemos:

- $RCO_{2e} = 0,47 \text{ kg} / \text{kW} \cdot \text{hr}$, kg de CO₂ emitidos por kWh_e producido en la red eléctrica española peninsular¹⁰⁵.
- $RCO_{2e} = 0,204 \text{ kg} / \text{kW} \cdot \text{hr}$, kg de CO₂ emitidos por kWh de GN consumido¹⁰⁶.
- $RCO_{2e} = 0,287 \text{ kg} / \text{kW} \cdot \text{hr}$, kg de CO₂ emitidos por kWh de gasóleo C consumido.

A continuación podemos definir matemáticamente el ahorro en kg de CO₂ que supone cogenerar frente a la generación separada:

$$\Delta CO_2 := \left[\frac{\left(\sum Q_{d_c} \right) \cdot RCO_{2gC}}{\eta_{qgC}} + (W_{ne} \cdot RCO_{2e\tau}) \right] - Fm_{ma} \cdot RCO_{2gn\tau} - Wm_{nedeficit} \cdot RCO_{2e\tau}$$

Nótese que se ha hecho uso de la eficiencia de la caldera de gasóleo C y no de la eficiencia de la caldera de gas natural de condensación puesto que se quiere evaluar la disminución en las emisiones de dióxido de carbono respecto a la antigua instalación convencional.

También se ha considerado el déficit eléctrico para bajas potencias, por debajo de la óptima de dimensionamiento ya que ese defecto de energía eléctrica se debe comprar a la red y por tanto se debe evaluar cada kWh importado con la tasa de emisión de la red eléctrica.

La expresión anterior tiene unidades (kg) pero podemos adimensionalizarla con el primer término entre corchetes de la misma que representa la masa de CO₂ en kilogramos si se cubriese toda la demanda de calor con una caldera y la electricidad se importase de la red (en este término de electricidad está incluida la demanda de frío a través del consumo de los equipos convencionales de compresión mecánica). Hay que contabilizar también toda la electricidad producida también en la expresión, de ahí que se incluya el término de potencia neta eléctrica generada y no la demanda.

Nótese que en el segundo término no se incluye el rendimiento de la red eléctrica como consecuencia de que el dato de esa tasa de emisiones de dióxido de carbono por kWh_e

¹⁰⁵ Datos referentes al año 2010, Fuente: REE “Red Eléctrica de España” <http://www.ree.es/es/>

¹⁰⁶ Fuente: <http://www.rsc02.es/fichas/sanitaria.htm>

ha sido calculado incluyendo dicho rendimiento de la red y también las perdidas por distribución en la misma.

Por lo tanto la tasa de ahorro de emisiones de CO₂ adimensionalizada queda:

$$T\Delta CO_2 := \left[\frac{\Delta CO_2}{\left(\frac{\left(\sum Q_{d_c} \right) \cdot RCO_2gC}{\eta_{qgC}} + \left(W_{ne} \cdot RCO_2e\tau \right) \right)} \right]$$

Ahora podemos representar estas dos magnitudes en un gráfico para cada condición de funcionamiento.

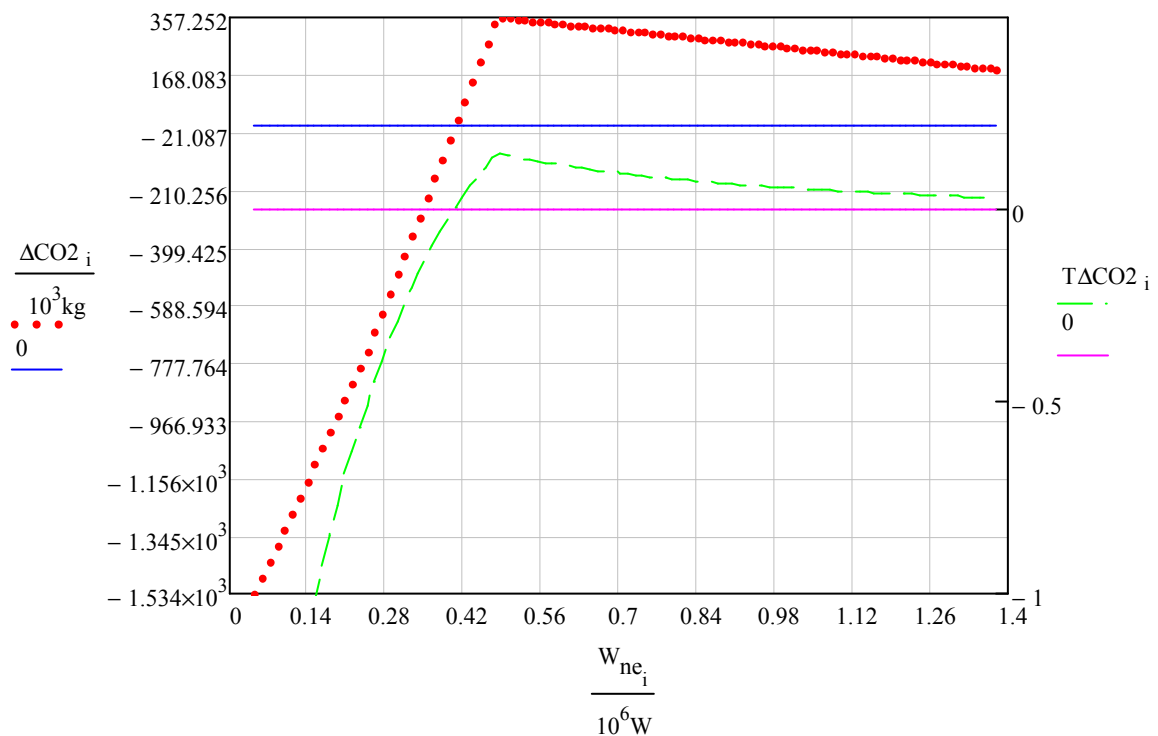


Gráfico 31: Ahorro (toneladas) y tasa de ahorro (%) anuales de CO₂

En el anterior gráfico se observa que en cuanto a emisiones de dióxido de carbono la potencia óptima de dimensionamiento es de 409kW_e, ya que para potencias menores penaliza mucho comprar electricidad de la red y para mayores el hecho de no tener suficiente demanda de calor y por tanto desaprovechar el calor residual del motor.

3.4 Conclusiones sobre el dimensionamiento

Una vez dimensionada la instalación escogiendo un motor y una máquina de absorción concretos estos valores en la operación “mes a mes” van a mejorar su comportamiento como consecuencia de funcionar la instalación dimensionada de la manera más precisa que se ha podido determinar en los apartados anteriores. Por lo tanto realizará un análisis más exhaustivo al disponerse de los datos de demandas térmicas y eléctricas así como de los coeficientes de operación a lo largo de todo el año y eficiencias del motor para cada grado de carga del mismo.

A la vista de los resultados de los epígrafes anteriores se seleccionará un motor de potencia eléctrica nominal en torno a 400kWh, superior incluso si se quiere atender más eficazmente la demanda de calor también tal y como se desprende del Gráfico 30.

En cuanto a la máquina de absorción teniendo en cuenta que esta será de simple efecto y que por lo tanto operará con un coeficiente de operación menor que la unidad, esta tendrá unas necesidades de aporte de calor superiores a la demanda de frío que es capaz de cubrir. Por lo tanto deberá ser de una potencia de refrigeración nominal inferior a la del motor alternativo que se escoja¹⁰⁷.

En cuanto a la caldera auxiliar de apoyo tal y como se desprende del Gráfico 26 y del coeficiente de mérito para la producción de frío, para estas potencias eléctricas que se tienen resultaría innecesaria una caldera auxiliar. No obstante en la instalación se instalaran calderas de gas natural de condensación para operar ante labores de mantenimiento y/o averías en el motor alternativo.

¹⁰⁷ Nótese que en un motor alternativo de gas natural la potencia térmica que este proporciona es del orden de la potencia eléctrica.

4. Cálculos “mes a mes”

Una vez estudiado en el apartado anterior el comportamiento en un rango dado de outputs de potencias eléctricas netas en función de las demandas eléctricas y térmicas y del comportamiento específico de los diferentes componentes que integran la instalación, es necesario elegir un motor alternativo que mejor se ajuste a las necesidades específicas de la instalación en promedio, y analizar las actuaciones de la instalación resultante mes a mes durante un año, determinando todos los parámetros de interés de la misma.

4.1 Componentes de la nueva instalación

4.1.1 Motor alternativo de gas natural

El motor alternativo seleccionado es un módulo de cogeneración “*MWM TCG 2016 V08 C*”¹⁰⁸ que puede ser alimentado con diferentes combustibles gaseosos (gas de vertedero, gas de mina, biogás etc.) aunque para esta aplicación se utilizara gas natural canalizado.

Sus características principales pueden consultarse en la Tabla 15 y las restantes en el ANEXO 1 .

Potencia eléctrica (kW)	400
Presión media efectiva (bar)	19.0
Potencia térmica (kW)	427
Rendimiento eléctrico (%)	42.3
Rendimiento térmico (%)	45.2
Rendimiento total (%)	87.5

Tabla 15: Características técnicas más significativas del motor alternativo

4.1.2 Máquina de absorción de simple efecto

La máquina de absorción de simple efecto escogida está accionada por agua caliente a baja temperatura, y es una HWAR - L Series Modelo L090 del grupo Nova Energía¹⁰⁹ con una potencia nominal de refrigeración de 316kW.

Se ha escogido esta opción donde el calor se aporta en el generador en forma de agua caliente a baja temperatura (95/80°C)¹¹⁰ frente a otras opciones accionadas por un

¹⁰⁸ <http://www.mwm.net/en/products/gas-engines-power-generators/tcg-2016/>

¹⁰⁹ <http://www.gruponovaenergia.com/docs/absorcion/catalogo-tecnico-maquina-absorcion-agua-caliente.pdf>

¹¹⁰ Véase ANEXO 3, temperatura de entrada/salida al generador de la máquina de absorción.

incremento térmico mayor para poder aprovechar de este modo no solo el calor de los gases de escape que deben salir como mínimo a 120°C para evitar problemas derivados de la condensación de los gases, sino también el calor del agua de las camisas de refrigeración del motor que operan a 84/91°C¹¹¹ (estas temperaturas suelen mantenerse constante independientemente del grado de carga del motor, variando para ello el flujo de refrigerante por las camisas del propio motor).

4.1.3 Caldera auxiliar de respaldo

Tal y como se desprende del apartado de “3.3.5 Reparto del calor residual” y del Gráfico 26, la caldera auxiliar no sería necesaria en el funcionamiento de la nueva instalación ya que las demandas de calefacción y ACS se cubren con la energía térmica residual del motor y el defecto de frío con los equipos convencionales de refrigeración (tal y como se justifica con el coeficiente de mérito para la producción de frío).

No obstante para sustituir a las tres calderas actuales de gasóleo C con las que cuenta el hospital se van a instalar tres calderas de condensación de gas natural “Logano plus GB402 620 Logamatic EMS” de 590kW de potencia nominal cada una. Lo que en conjunto representa una potencia total instalada de 1770kW. Se ha optado por esta opción para no mantener la dualidad en el empleo de combustible y también por la mayor eficiencia de estos equipos. Para tener un mayor grado de flexibilidad en la instalación se ha escogido tres calderas en vez de una de mayor tamaño, esto supone también mayor seguridad frente a posibles incidencias ya que si por ejemplo se avería una caldera todavía se dispondría de 1180kW de potencia instalada operativa.

También conectándose en paralelo al circuito de recuperación de calor del motor estas calderas podrían dar apoyo en los momentos de punta de la demanda térmica del hospital.

4.1.4 Equipos de refrigeración por compresión mecánica

Estas máquinas de refrigeración convencionales accionadas por energía eléctrica y que actualmente el hospital dispone de 3 máquinas frigoríficas CARRIER, dos de ellas modelo 30HR 161 de 452,9kW de capacidad nominal de refrigeración y una 30HR 195 de 589,3kW (ver apartado “3.1.1 Consumo eléctrico”), en total suponen una potencia de refrigeración instalada de 1495kW.

¹¹¹ Véase ANEXO 1, temperatura de entrada/salida del agua de refrigeración de las camisas del motor.

Dado el coeficiente de mérito para la producción de frío (*apartado 3.3.3*), se va a optar por cubrir el defecto de refrigeración de la máquina de absorción cuando esta opere a carga parcial por falta de calor residual con equipos convencionales.

Al igual que ocurría con las calderas auxiliares, estos equipos de refrigeración convencionales también serán necesarios cuando se proceda a parar el motor alternativo o la máquina de absorción para tareas de mantenimiento¹¹².

4.1.5 Intercambiadores de calor

Para el caso de cogeneración con motor alternativo es importante diferenciar entre las distintas fuentes de calor en base a la temperatura a la que se suministra dicho calor; los gases de escape suponen la fuente a alta temperatura, mientras que la refrigeración del aceite, camisas de agua, aceite y post-enfriador del turbo la fuente a baja temperatura.

Serán necesarios nuevos intercambiadores de calor en la instalación para recuperar los distintos calores residuales del motor, esto conformará el circuito primario de recuperación de calor del motor y estará formado por:

- Intercambiador carcasa y tubos¹¹³ aire-agua para los gases de escape. Los gases de escape deben circular por el lado de los tubos por las siguientes razones fundamentalmente:
 - Ya que de este modo sufrirán menor pérdida de carga que si circularán por la parte de carcasa donde los sucesivos cambios de dirección introducidos por los “baffles”, necesarios para tener flujo cruzado en el intercambiador generan gran pérdida de carga. Esto es muy importante y ha de ser tenido en cuenta, puesto que se empeora la renovación de la carga (expulsión de los gases quemados y admisión de frescos) del motor si imponemos una contrapresión excesiva en el escape del mismo, teniendo repercusión directa en su rendimiento volumétrico¹¹⁴ y por tanto

¹¹² Nótese que uno de los inconvenientes de un hospital, es que al requerir esta una demanda continua de energía eléctrica y térmica (característica está, muy útil para cogeneración) resulta imposible parar la planta para labores de mantenimiento. Son por tanto necesarios equipos convencionales de apoyo que cubran eficazmente la demanda cuando se proceda a parar la planta de cogeneración. Esto por otro lado supone una ventaja ya que un funcionamiento continuo supone un mayor ahorro de combustible anual y por tanto menor plazo de amortización de la inversión.

¹¹³ Los más vendidos en las grandes industrias ya que aguantan amplio rango de presiones y temperaturas, disponiéndose además de un amplio abanico de materiales de construcción en función de la aplicación específica.

¹¹⁴ Se define rendimiento volumétrico de un motor alternativo como el cociente entre el caudal másico medio de aire y uno de referencia. Si se toma por ejemplo la densidad atmosférica como referencia, el rendimiento volumétrico valora la capacidad de renovación de carga de todo el sistema: toma y filtro de aire, compresor, post-enfriador, colector de admisión, sistema de la distribución y cilindro. Nótese que en motores sobrealimentados puede ser superior a la unidad pues se introduce aire en el cilindro a una presión superior a la atmosférica.

en las prestaciones que entrega el motor (menor potencia y par, mayor consumo de combustible).

- Mayor facilidad para limpiar los tubos que la carcasa.
 - Como los gases de escape necesitan un material especial para su construcción ponerlo por los tubos evita tener que construir con dicho material tanto los tubos como la carcasa.
-
- Intercambiador de placas¹¹⁵ agua-agua para las camisas de agua del circuito de refrigeración del motor.
 - Economizador (también intercambiador de placas aire-agua) para el circuito de reposición de ACS que aproveche la baja temperatura del post-enfriador de los gases del grupo turbocompresor. Cuanto más se baje esta temperatura de los gases de entrada al motor, mayor será la densidad de la admisión y por tanto la potencia del motor.
 - Intercambiador de placas para la refrigeración del aceite del motor.

Actualmente el hospital dispone de un “colector corrido” (ver Figura 4) que mezcla el caudal de retorno proveniente de la recirculación de los diferentes circuitos de agua caliente con el caudal saliente de las calderas para su posterior redistribución por los diferentes circuitos de agua caliente que tiene la instalación.

De este modo se tiene un control más preciso en la temperatura de impulsión del agua de calefacción, ACS y refrigeración¹¹⁶.

¹¹⁵ También llamados intercambiadores compactos por su elevada área de transferencia en un volumen reducido. Admiten una gran variedad de materiales para su construcción pero por su diseño están limitados a presiones pequeñas.

¹¹⁶ También se dispone de un colector corrido para el circuito de agua fría (refrigeración).



Figura 4: Colector corrido del circuito de agua caliente¹¹⁷

El control de la temperatura se realiza recirculando directamente parte del agua de retorno y variando el restante flujo de agua que se introduce en las calderas gracias a 4 bombas conectadas en paralelo. También se dispone de unas electroválvulas que controlan el flujo de agua a través de las calderas en función de la demanda de calor dada en cada instante, para que puedan estas trabajar independientemente. Puede darse el caso de que una caldera este desconectada pero circule agua a través de ella, este caso se daría cuando su desconexión ha sido reciente y por tanto interese circular agua todavía, para aprovechar su inercia térmica.

En cuanto al circuito de ACS, se dispone actualmente en el hospital de 2 intercambiadores compactos de placas agua-agua de 348kW cada uno y cuyas principales características pueden verse en la siguiente Tabla 16. El circuito primario de los intercambiadores de ACS es alimentado por agua proveniente del colector corrido y el secundario alimenta a los 2 acumuladores de ACS con los que cuenta el hospital.

¹¹⁷ Figura facilitada por el hospital.

Tipo	UFPB-43/50 M	
Nº de fabricación	36339/13	
Potencia (kW)	348	
	CIRCUITO 1	CIRCUITO 2
Fluido	Agua	Agua
Presión máxima admisible (bar)	25	
Temp. de trabajo Entrada/Salida (°C)	70 / 50	10 / 60
Conexiones ENTRADA/SALIDA	F1 – F4	F3 –F2

Tabla 16: Características de los intercambiadores del circuito de ACS¹¹⁸.

4.1.6 Torre de refrigeración

Para evacuar el calor no aprovechable (bien por falta de demanda térmica, rechazado por los condensadores de las máquinas de producción de frío o de la refrigeración permanente que debe tener el motor alternativo) de la instalación al ambiente se utilizará una torre de refrigeración abierta húmeda (ver apartado 2.5.4 *Torre de refrigeración*).

El hospital actualmente dispone de una torre de refrigeración abierta (húmeda) de tiro inducido de una capacidad frigorífica de $1,5 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ ($1,7445 \text{ MW}$), esta torre se seguirá utilizando también en la nueva instalación de trigeneración.

4.1.7 Sistema de control

La instalación de trigeneración funcionará de forma automática y autónoma, existiendo un sistema de control automatizado mediante un sistema SCADA¹¹⁹, para una correcta visualización y gestión de las distintas variables, lazos de control del proceso, alarmas y sus correspondientes programas.

4.1.8 Sistema eléctrico

La tensión de generación del alternador síncrono acoplado al motor será de 400V, elevándose posteriormente esta tensión a 20 kV para poder realizar intercambios con la red eléctrica. Para ello será necesario un transformador de potencia y las

¹¹⁸ Datos facilitados por el hospital.

¹¹⁹ **SCADA**, acrónimo de **Supervisory Control And Data Acquisition** (Supervisión, Control y Adquisición de Datos) es un software para ordenadores que permite controlar y supervisar procesos industriales a distancia. Facilita retroalimentación en tiempo real con los dispositivos de campo (sensores y actuadores), y controla el proceso automáticamente. Provee de toda la información que se genera en el proceso productivo (supervisión, control calidad, control de producción, almacenamiento de datos, etc.) y permite su gestión e intervención.

correspondientes protecciones e interruptores automáticos que deben actuar aislando cualquier falta (cortocircuito, sobrecarga etc...) siempre que sea posible sin detener la generación, salvo que sea absolutamente necesario.

Así mismo será necesario un contador bidireccional para cuantificar la energía eléctrica intercambiada en ambos sentidos.

4.2 Actuaciones de la instalación¹²⁰

Al inicio de programa vamos a definir las siguientes características referentes al módulo de cogeneración¹²¹:

$W_{e_{nom}} := 400\text{kW}$ Potencia eléctrica nominal de la planta

$W_{th_{nom}} := (206 + 25 + 221)\text{kW} = 452\text{kW}$ Potencia térmica nominal de la planta

$W_{m_{nom}} := 415\text{kW}$ Potencia mecánica nominal de la planta

$\eta_{ma_{tp}} := 0.872$ Eficiencia total del motor alternativo a plena carga, este valor es constante e independiente del grado de carga

$\eta_{ma_{refp}} := \frac{206}{948}$ % del calor respecto a la energía primaria del motor que se llevan las camisas de agua

$\eta_{ma_{pc}} := 0.438$ Rendimiento mecánico del motor a plena carga, valor máximo.

$\eta_{gen} := 0.965$ Rendimiento del generador eléctrico.

4.2.1 Rendimientos del motor

Se comenzará en primer lugar determinando el rendimiento térmico del motor para cada grado de carga en función del output de potencia eléctrica, ya que el rendimiento mecánico ya fue calculado en el epígrafe 3.3.1.1.

Para ello se hará uso de una propiedad de los motores alternativos: “La eficiencia global de un motor alternativo es un parámetro constante e independiente del grado de carga del mismo”.

$$\eta_{total,ma} = \eta_{mecánico,ma} + \eta_{térmico,ma}$$

La expresión anterior nos permite obtener el siguiente Gráfico 32, una vez conocida la eficiencia mecánica para cada valor del output de potencia eléctrica neta, utilizando para ello el siguiente ajuste logarítmico.

¹²⁰ Se realizara el estudio del funcionamiento de la instalación para cada mes del año en función de las diferentes demandas térmicas y eléctricas.

¹²¹ *MWM TCG 2016 V08 C*

$$\text{Invect}_1 := \ln \left[\frac{W_{ne}}{W \cdot (10)^6}, \eta_{ma_{tp}} - \eta_{m_{ma}} \right]$$

Donde $\eta_{ma_{tp}}$ es la eficiencia total del motor.

Por lo tanto,

$$\eta_{thln_{ma_i}} := \text{Invect}_1 \cdot \ln \left(\frac{W_{ne_i}}{W \cdot 10^6} \right) + \text{Invect}_2$$

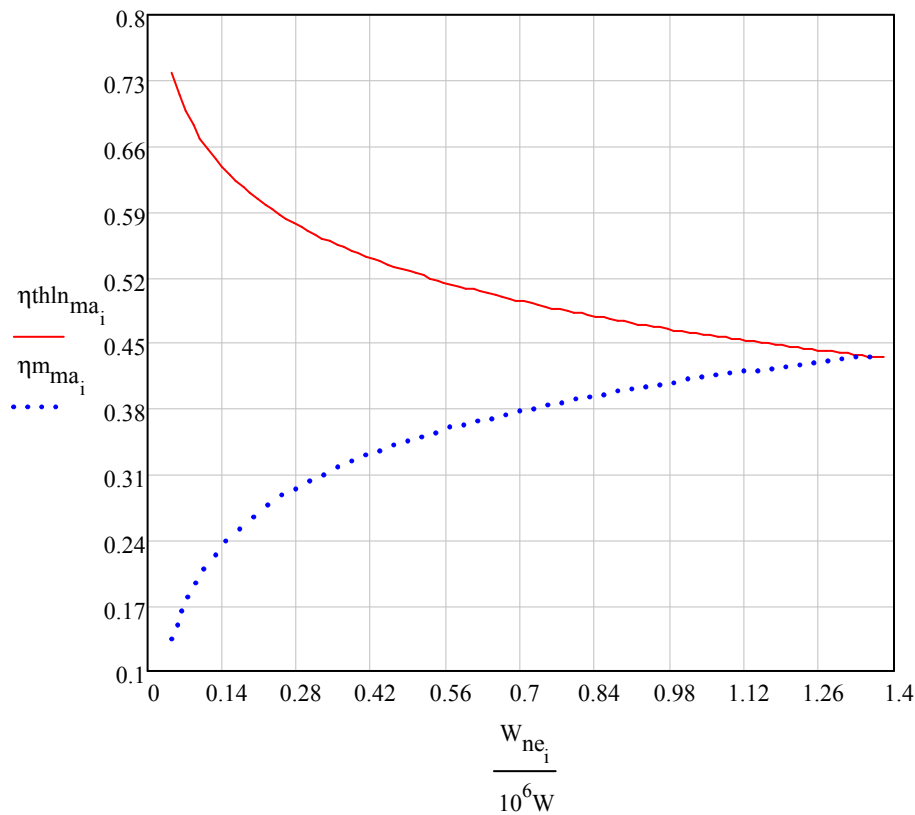


Gráfico 32: Rendimiento térmico y mecánico de un motor “MWM TCG 2016” en función de su potencia eléctrica.

Un hecho curioso que se observa en el gráfico anterior y que hay que mencionar, es que a carga parcial del motor alternativo se dispone de más energía térmica residual como consecuencia de que a medida que aumenta el grado de carga del motor también lo hace su rendimiento, dándose el valor de eficiencia máximo a plena carga.

4.2.2 Coeficiente de mérito para la producción de frío

A continuación se calculara el C_f para cada mes del año para determinar el reparto más eficiente energéticamente del calor residual. Este coeficiente se ha definido como:

$$C_{f_{\text{mes}}} := \left(\frac{\text{COP}_{\text{abs}_{\text{mes}}} \cdot \eta_q(QdW_{f_{\text{mes}}})}{\text{COP}_{\text{conv}_{\text{mes}}} \cdot \eta_{\text{ma}}(QdW_{f_{\text{mes}}}) \cdot \eta_{\text{gen}}} \right)$$

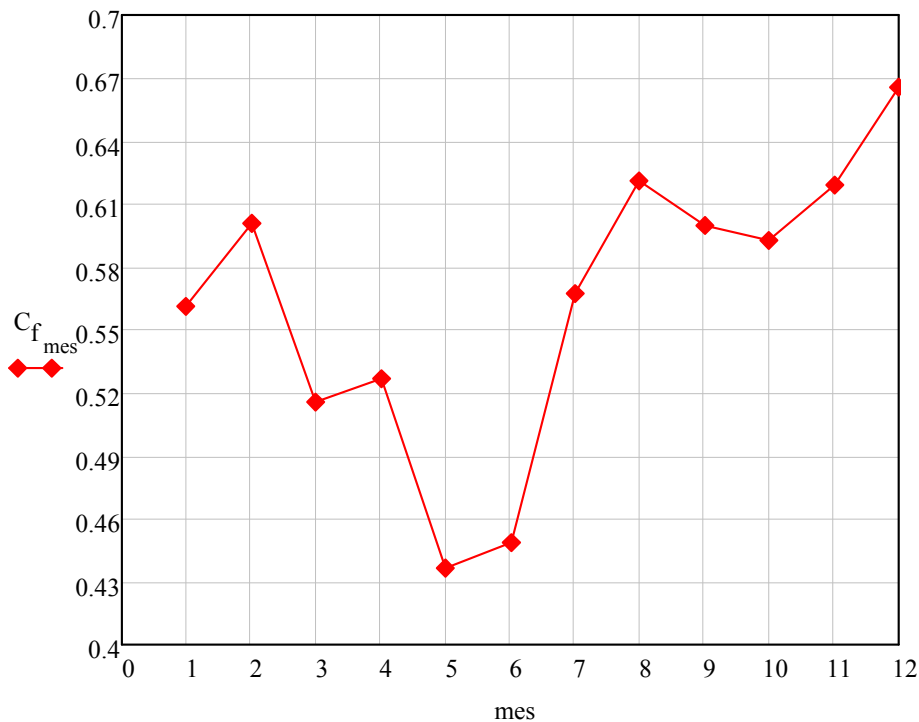


Gráfico 33: Coeficiente de mérito para la producción de frío

Donde se observa que durante todos los meses del año se cubrirá el defecto de frío con equipos convencionales de compresión mecánica, y no aportando calor con una caldera auxiliar al generador de la máquina de absorción. Todo ello dado que el coeficiente C_f es menor a la unidad (véase el apartado “3.3.3 Coeficiente de mérito para la producción de frío”).

También para este caso de estudio es estrictamente menor que la unidad durante todos los meses, dado que el COP_{abs} es muy bajo al ser una máquina de simple efecto. Únicamente para potencias muy bajas donde el grado de carga del motor impone un rendimiento bajo se podría tener un C_f superior a la unidad, pero como la instalación se ha dimensionado eficientemente, este supuesto no ocurre.

4.2.3 Grado de carga del motor

A continuación se determinará el grado de carga del motor en función de la demanda de calor total¹²² de la instalación cada mes como sigue:

$$\text{Carga}_{\text{ma}_{\text{mes}}} := \text{if} \left(\text{QdW}_{\text{cab}_{\text{mes}}} < \text{Wth}_{\text{nom}}, \frac{\text{QdW}_{\text{cab}_{\text{mes}}}}{\text{Wth}_{\text{nom}}}, 1 \right)$$

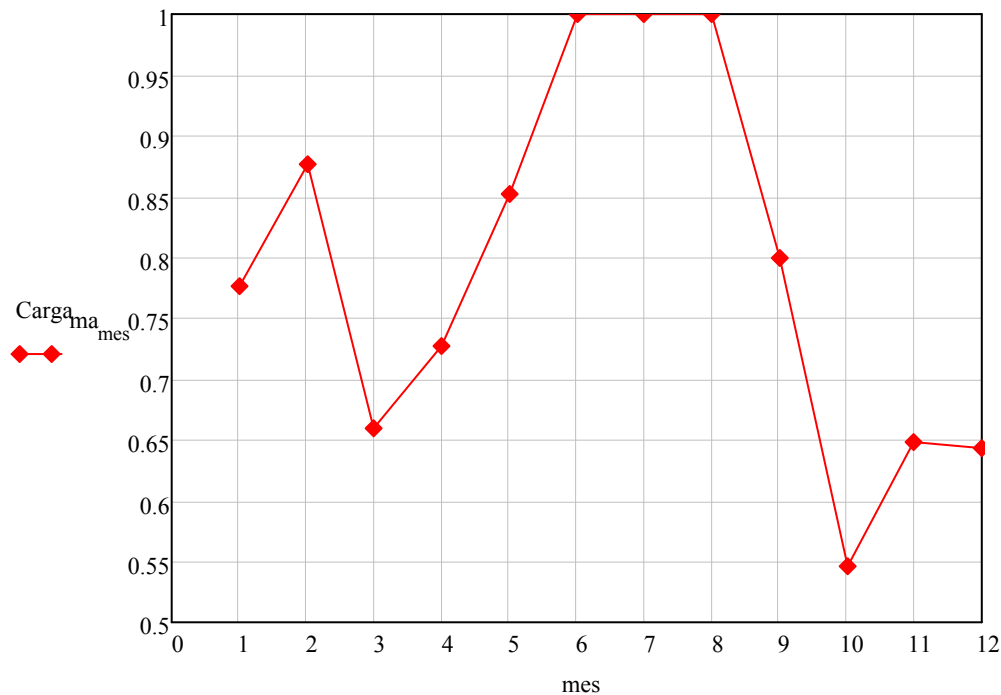


Gráfico 34: grado de carga del motor cada mes

Una vez determinado el grado de carga del motor mes a mes podemos calcular, la energía primaria consumida por el motor, el calor residual proporcionado y el output de energía eléctrica. Esto puede verse en el Gráfico 35, donde también se ha representado la demanda media mensual¹²³ en Megavatios (MW) de energía eléctrica de la instalación WdW_{ne} . Se observa por tanto que durante todos los meses del año excepto enero y febrero es necesario importar energía eléctrica de la red, esto se podría remediar atendiendo al criterio de carga de motor en función de la demanda eléctrica. Esta segunda opción se ha descartado debido a que en este modo de operación se tendría gran cantidad de calor residual que no se aprovecharía (por falta de demanda) y por tanto se perdería eficiencia y el sentido de cogenerar.

¹²² Se incluyen las demandas de calefacción, ACS y absorción

¹²³ Suponiendo un funcionamiento uniforme interrumpido durante las 24h día, todos los días del mes.

Al igual que se hizo en apartados anteriores se han definido sendas expresiones para la energía primaria consumida, el calor de escape no útil y el calor total residual aprovechable tal y como sigue:

$$F_{m_{\text{mes}}} := \frac{W_{m_{\text{mes}}}}{\eta_{m_{\text{ma}}}(W_{m_{\text{mes}}})}$$

$$Q_{m_{\text{esc}} \text{ no util}_{\text{mes}}} := \frac{F_{m_{\text{mes}}} \cdot (RAC_{\text{ma}} + 1) \cdot c_{p_{\text{esc}}} (T_{\text{emin}}) \cdot (T_{\text{emin}} - T_{0_{\text{mes}}})}{L_i}$$

$$Q_{m_{\text{r}}_{\text{mes}}} := (F_{m_{\text{mes}}} \cdot \eta_{\text{th}_{\text{ma}}}(W_{m_{\text{mes}}}))$$

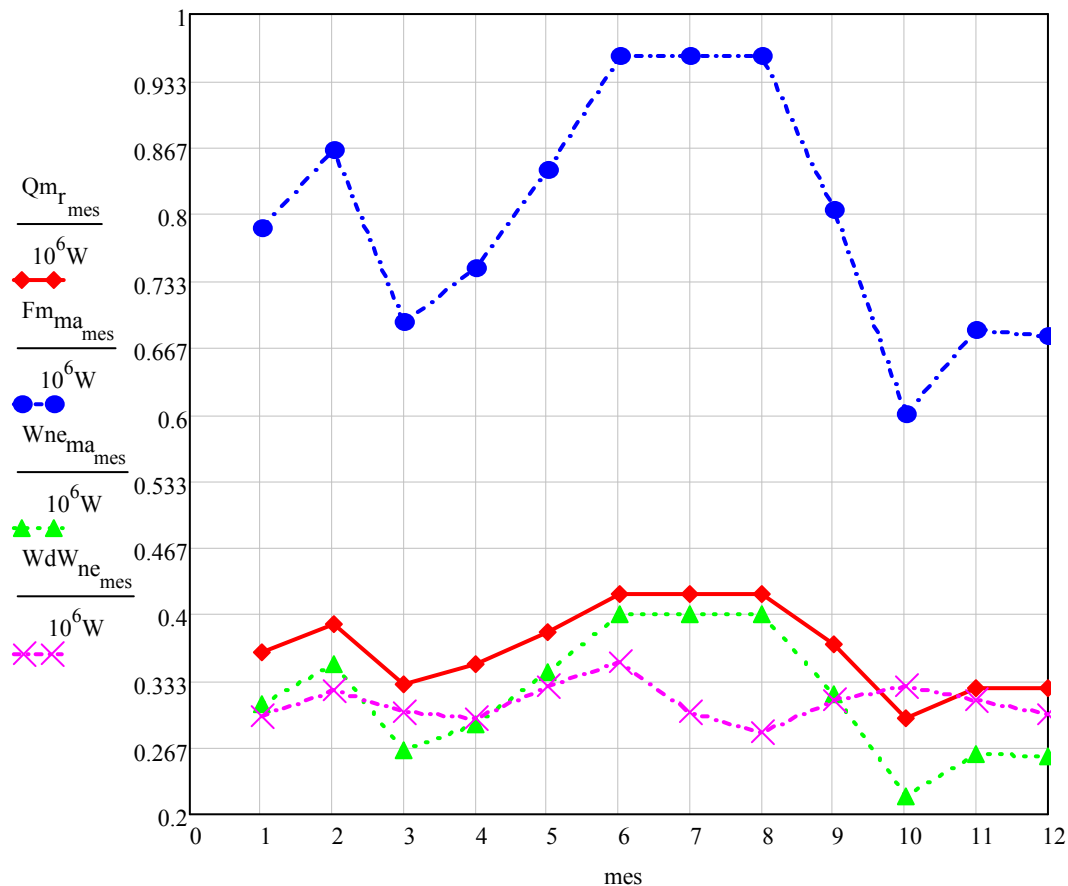


Gráfico 35: Calor residual, consumo gas, output eléctrico y demanda eléctrica¹²⁴ en la operación “mes a mes” MW

¹²⁴ Se ha descontado el consumo de los equipos A/A de compresión mecánica del total de la demanda eléctrica, puesto que este consumo se calculará posteriormente en función del grado de cobertura de la máquina de absorción a la demanda de refrigeración.

4.2.4 Reparto del calor residual

Es útil realizar un primer análisis inicial del calor residual máximo aprovechable por la instalación dadas las diferentes demandas mes a mes y compararlas con la potencia térmica nominal del motor, esto puede verse en el Gráfico 36.

A la vista del resultado se observa mejor que es necesaria la operación a carga parcial independientemente de si se cubre la totalidad o no de la demanda eléctrica, si lo que se busca es la máxima eficiencia en el uso de la energía primaria para no desperdiciar calor residual en la instalación.

En cuanto al calor útil máximo aprovechable por la instalación para cada mes en función de las demandas térmicas tenemos:

$$Q_{m_{utilmax}_{mes}} := \left(Q_{dW_{c_{mes}}} + \frac{Q_{dW_{f_{mes}}}}{COP_{abs_{mes}}} \right)$$

Nótese que el anterior es un parámetro que solamente depende de las demandas térmicas mensuales de calefacción, ACS y frío, así como del coeficiente de operación de la máquina de absorción.

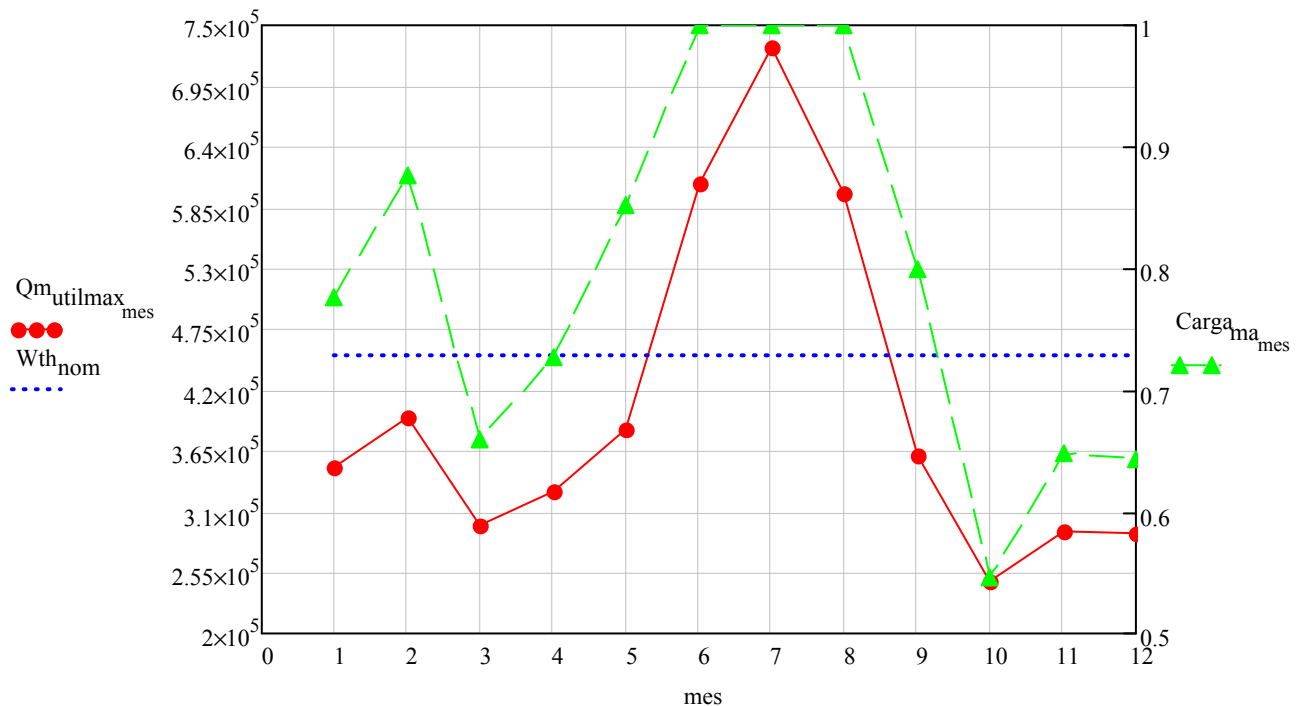


Gráfico 36: Calor útil máximo aprovechable por la instalación mes a mes [W]

Analizando la gráfica anterior comprobamos que durante los meses de verano las demandas térmicas de la instalación son superiores a la potencia térmica nominal del motor, por tanto durante estos meses se hará uso de equipos convencionales para cubrir la restante demanda de refrigeración.

Definimos por tanto la expresión necesaria para calcular la potencia eléctrica neta de los grupos de frío de respaldo como sigue:

$$W_{m_{\text{nefrespaldo}}_{\text{mes}}} := \text{if} \left[Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}} - Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}} > 0W, \frac{Q_{dW_{\text{f}}_{\text{mes}}} - \left[Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}} - \left(Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}} \right) \right] \cdot \text{COP}_{\text{abs}}_{\text{mes}}}{\text{COP}_{\text{conv}}_{\text{mes}}}, \frac{\left(Q_{dW_{\text{f}}_{\text{mes}}} \right)}{\text{COP}_{\text{conv}}_{\text{mes}}} \right]$$

El resultado de la expresión anterior es:

$$W_{m_{\text{nefrespaldo}}_{\text{T}}} = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|c|c|} \hline & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 12.475 & 43.191 & 16 & 0 & 0 & \dots \\ \hline \end{array} \text{ kW}$$

Que nos demuestra tal y como ya habíamos anticipado anteriormente que solo durante los meses de verano Junio, Julio y Agosto se necesita el apoyo de los equipos convencionales de frío para cubrir toda la demanda de refrigeración.

Calor medio de calefacción y ACS proporcionado por el motor:

$$Q_{m_{\text{cma}}_{\text{mes}}} := \text{if} \left(Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}} < Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}}, Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}}, Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}} \right)$$

Calor medio de calefacción y ACS proporcionado por la caldera auxiliar:

$$Q_{m_{\text{cq}}_{\text{mes}}} := \text{if} \left(Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}} < Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}}, Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}} - Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}}, 0 \right)$$

Esta magnitud anterior es idénticamente nula para todos los meses del año por lo explicado en secciones anteriores (ver apartado 4.2.2 y 3.3.3).

Calor medio que es necesario proporcionar a la máquina de absorción:

$$Q_{m_{\text{ef}}_{\text{mes}}} := \text{if} \left[Q_{m_{\text{T}}_{\text{mes}}} > Q_{dW_{\text{c}}_{\text{mes}}}, \text{if} \left[W_{m_{\text{nefrespaldo}}_{\text{mes}}} > 0, \frac{\left(Q_{dW_{\text{f}}_{\text{mes}}} \right) - W_{m_{\text{nefrespaldo}}_{\text{mes}}} \cdot \text{COP}_{\text{conv}}_{\text{mes}}}{\text{COP}_{\text{abs}}_{\text{mes}}}, \frac{\left(Q_{dW_{\text{f}}_{\text{mes}}} \right)}{\text{COP}_{\text{abs}}_{\text{mes}}} \right], 0 \right]$$

Calor residual que se utiliza:

$$Q_{m_{\text{resutilizado}}} := \overrightarrow{\left(Q_{m_{\text{cma}}} + Q_{m_{\text{ef}}} \right)}$$

Calor residual que se convierte en útil:

$$Q_{m_{\text{util}}} := \left[Q_{m_{\text{resutilizado}}} - (Q_{pdW_c}) - \frac{Q_{pdW_f}}{COP_{\text{abs}}} \right]$$

La diferencia entre ambos calores representa las pérdidas totales en la instalación, que se han estimado haciendo uso de; IDAE¹²⁵ “Guía Técnica de Instalaciones de climatización por agua”, Máximo admisible para las pérdidas térmicas globales por el conjunto de conducciones no supere el 4% de la potencia máxima que transporta. Este coeficiente vale tanto para las conducciones de agua caliente como de agua fría para refrigeración. Ha de tenerse en cuenta que al tratarse de una instalación interior, estas pérdidas no computan en realidad como tales ya que al producirse dentro del complejo contribuyen al efecto útil deseado¹²⁶.

$$\text{coefpc} := 0.04 \quad Q_{pd_c} := \overrightarrow{(Q_{d_c} \cdot \text{coefpc})} \quad Q_{pd_f} := \overrightarrow{(Q_{d_f} \cdot \text{coefpc})}$$

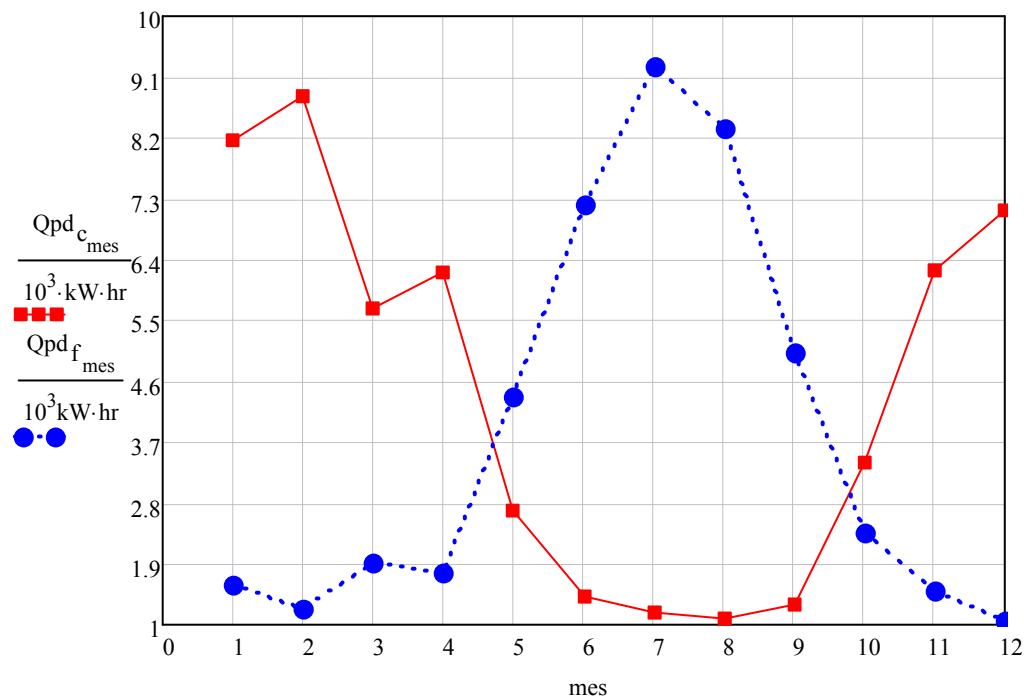


Gráfico 37: Estimación pérdidas (MWh) del circuito de calefacción más ACS y de refrigeración¹²⁷

¹²⁵ Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía <http://www.idae.es/>

¹²⁶ Por ejemplo: cada kWh de pérdidas en el circuito de calefacción contribuye a calentar el recinto, y el mismo razonamiento es también válido para el circuito de refrigeración.

¹²⁷ Representan el 4% de la demanda mensual de calefacción más ACS y refrigeración.

Conviene expresar estas pérdidas que están en unidades de energía (kWh) a unidades de potencia (kW) para cada mes del año como sigue:

$$QpdW_{c_{mes}} := \frac{Qpd_{c_{mes}}}{24hr \cdot diasmes_{mes}} \qquad QpdW_{f_{mes}} := \frac{Qpd_{f_{mes}}}{24hr \cdot diasmes_{mes}}$$

Donde la variable “diasmes” representa los días que tiene cada mes del año y se definió al principio del programa junto a la variable “meses”:

$$diasmes := (31 \ 28 \ 31 \ 30 \ 31 \ 30 \ 31 \ 31 \ 30 \ 31 \ 30 \ 31)^T$$

$$mes := 1..12$$

Una vez aclarado esto, conviene seguir con el reparto de la energía térmica residual del motor. Frío medio¹²⁸ aportado por el motor para satisfacer la demanda de frio con el equipo de absorción:

$$Qm_{fabs} := \overrightarrow{(Qm_{ef} \cdot COP_{abs})}$$

La restante parte de la demanda insatisfecha de refrigeración se cubre con equipos convencionales:

$$Qm_{fconv} := \overrightarrow{(QdW_f - Qm_{fabs})}$$

Una vez calculadas todas las variables anteriores para cada mes del año podemos representarlas en el Gráfico 38 para comprender mejor el funcionamiento de la instalación a lo largo de todo el año.

¹²⁸ Esta magnitud es el frio producido por la máquina de absorción al ser alimentada esta con un calor Qef del motor.

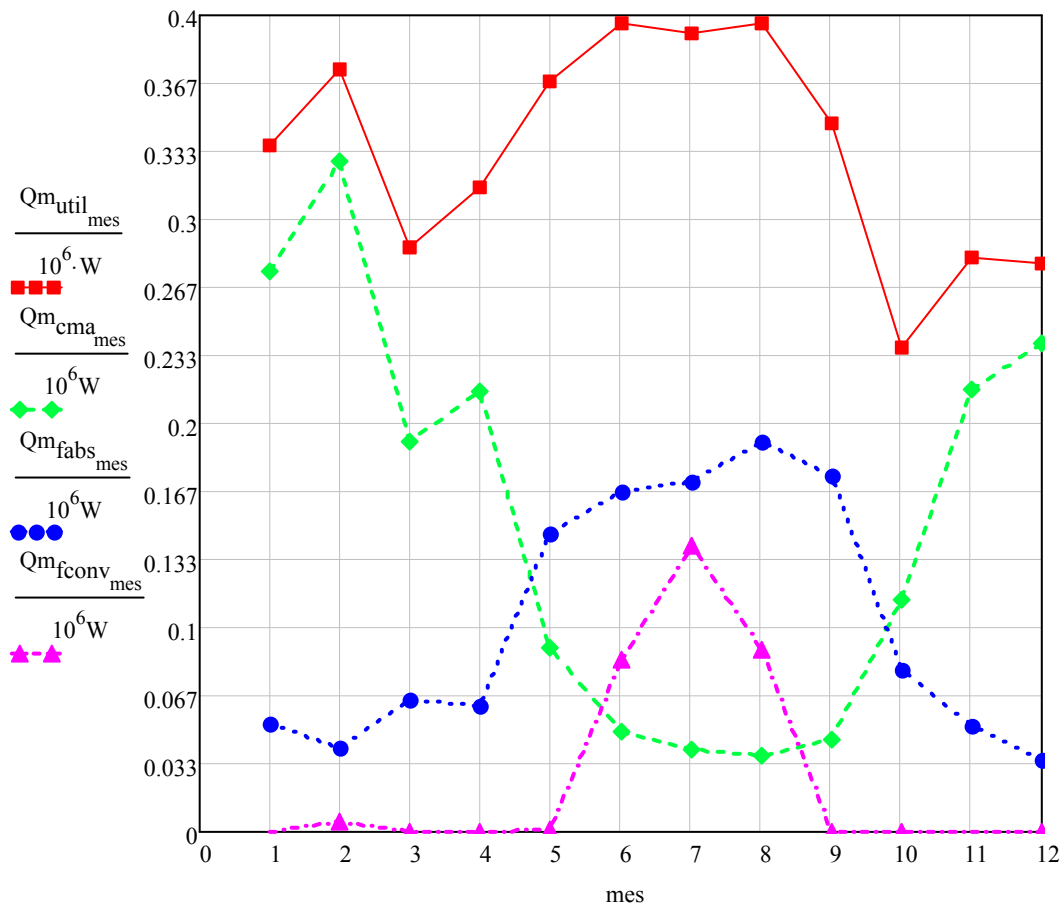


Gráfico 38: Calor útil aprovechado, calefacción más ACS, frío absorción y frío convencional MW¹²⁹.

Cabe hacer notar que a pesar de operar a plena carga el motor durante los meses de junio, julio y agosto y por tanto entregar este la misma potencia térmica, en el anterior gráfico se observa que el frío producido por la máquina de absorción en el mes de agosto es superior como consecuencia de tenerse un coeficiente de operación ligeramente mayor durante dicho mes respecto al de los dos anteriores.

129

- Q_{m_util} : representa el calor residual del motor reutilizado en la una vez descontadas las pérdidas en la instalación.
- Q_{m_cma} : calor aportado por el motor a la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria.
- Q_{m_fabs} : frío aportado por el motor gracias a la máquina de absorción.
- Q_{m_fconv} : frío aportado por los equipos convencionales (restante demanda de refrigeración insatisfecha por la máquina de absorción).

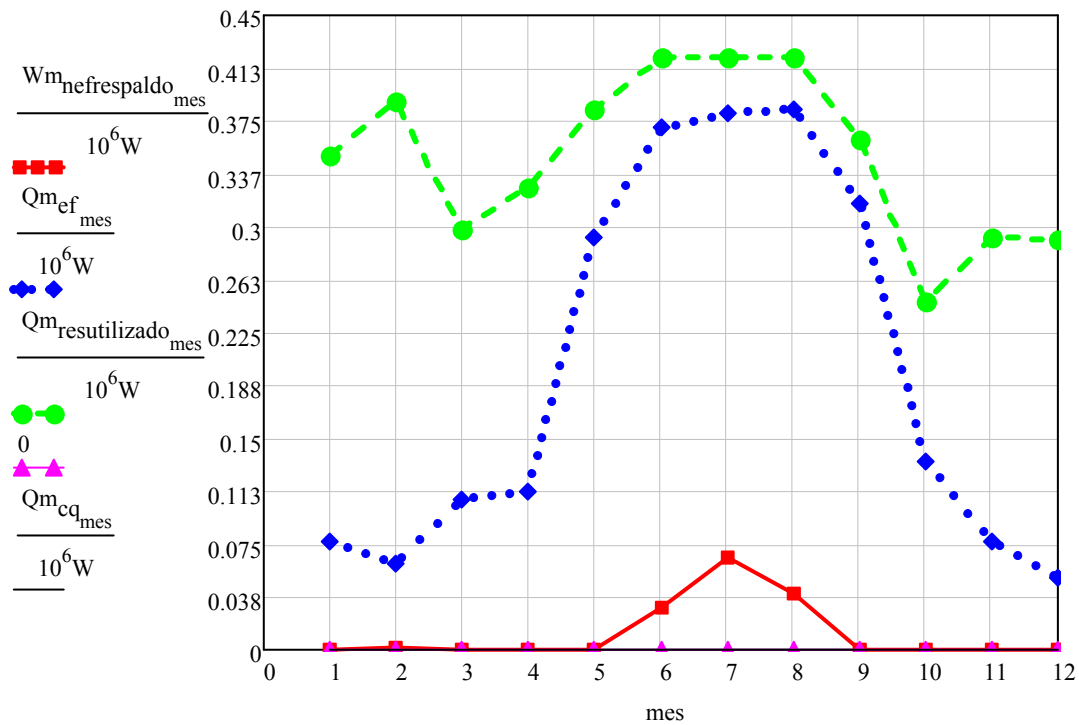


Gráfico 39: Potencia eléctrica consumida por los equipos de refrigeración convencionales, calor aportado a los equipos de absorción, calor reutilizado, calor aportado por la caldera auxiliar MW¹³⁰.

Del anterior gráfico se observa que el calor reutilizado en la instalación es superior en los meses de verano y que la caldera auxiliar no contribuye a la demanda de calor.

4.2.5 Producción eléctrica

Excedente eléctrico:

$$\Delta W_{m_{ne}} := \overline{W_{ne_{ma}} - (W_{m_{nefrespaldo}} + W_{dW_{ne}})}$$

$$W_{m_{neexcedente}}_{mes} := \text{if}(\Delta W_{m_{ne}}_{mes} > 0W, \Delta W_{m_{ne}}_{mes}, 0W)$$

130

- $W_{m_{nefrespaldo}}$: potencia eléctrica neta aportada por el grupo moto-generador a los equipos convencionales de refrigeración por compresión mecánica para cubrir la demanda insatisfecha por la máquina de absorción (calor aportado insuficiente).
- $Q_{m_{ef}}$: calor aportado por el motor al generador de la máquina de absorción.
- $Q_{m_{resutilizado}}$: calor aportado por el motor al circuito de calefacción, ACS y al generador de la máquina de absorción (sin tener en cuenta las pérdidas en la instalación). Representa el calor residual utilizado antes de descontar las pérdidas.
- $Q_{m_{cq}}$: calor aportado por la caldera auxiliar de respaldo.

Déficit eléctrico:

$$W_{m_{\text{nedeficit}}_{\text{mes}}} := \text{if}(\Delta W_{m_{\text{ne}}_{\text{mes}}} < 0W, -\Delta W_{m_{\text{ne}}_{\text{mes}}}, 0W)$$

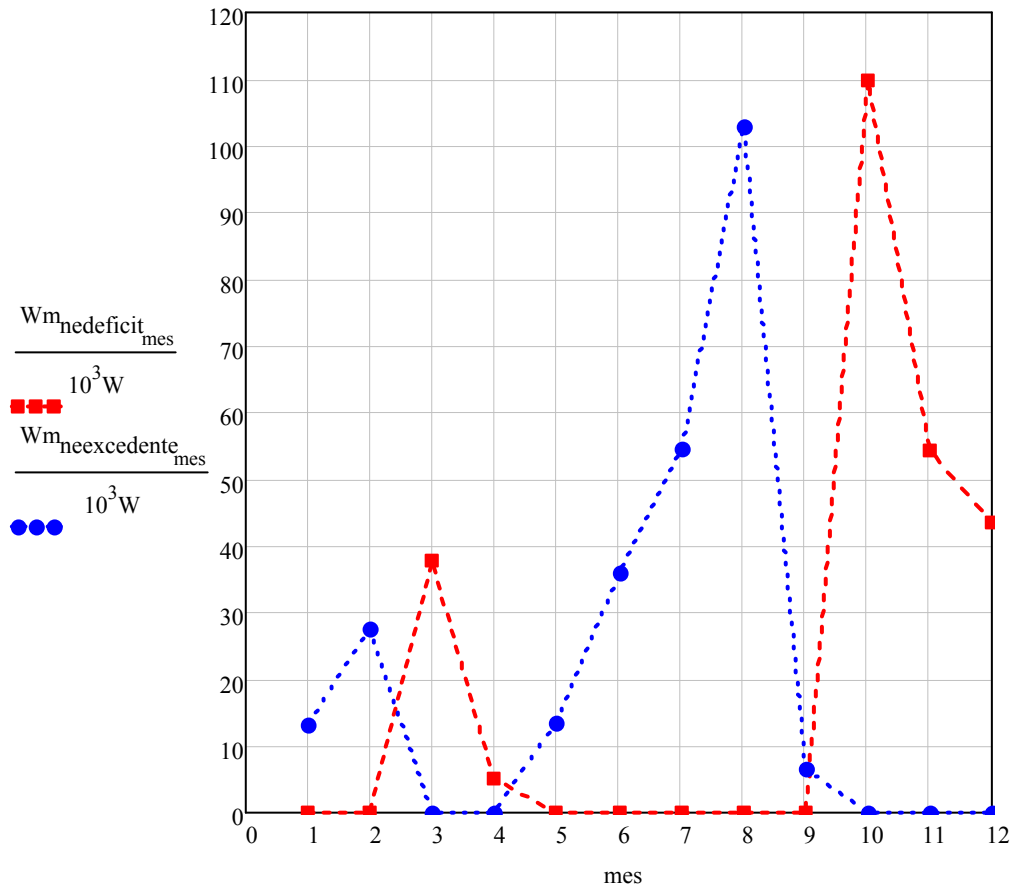


Gráfico 40: Excedente y déficit eléctrico¹³¹ (kW) mes a mes

Energía total producida:

$$W_{m_{\text{netot}}} := \overrightarrow{[W_{ne_{\text{ma}}} - (W_{dW_{ne}} - W_{m_{\text{nefrespaldo}}})]}$$

$$W_{m_{\text{netot}}} := \overrightarrow{(W_{m_{\text{netot}}} \cdot 24\text{hr} \cdot \text{diasmes})}$$

La expresión anterior representa la energía eléctrica (kWh) intercambiada con la red, con signo¹³².

¹³¹ Valor medio de la instalación, suponiendo un funcionamiento continuo ininterrumpido las 24 horas del día todos los días del mes.

¹³² Positiva implica energía inyectada a la red eléctrica, mientras que negativa supone energía comprada a la red.

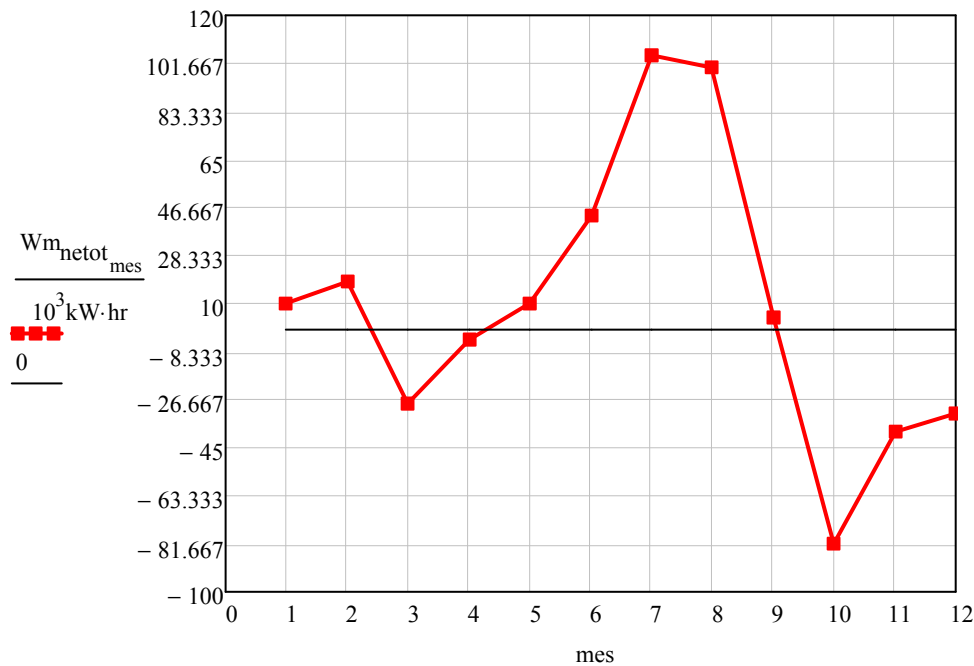


Gráfico 41: Energía eléctrica (MWh) intercambiada con la red a lo largo del año

Resulta interesante reflejar estos datos del Gráfico 41 en una tabla tal y como se recoge en la siguiente tabla:

mes	Energía eléctrica intercambiada con la red (kWh)
enero	9719
febrero	18607
marzo	-28027
abril	-3681
mayo	10132
junio	43845
julio	104800
agosto	100329
septiembre	4846
octubre	-81632
noviembre	-38999
diciembre	-32268
TOTAL	107671

Tabla 17: Energía eléctrica (kWh) intercambiada con la red a lo largo del año¹³³

¹³³ Negativa indica importada de la red eléctrica.

4.2.6 Parámetros de cogeneración

En el siguiente grafico se recogen los diferentes parámetros de interés en cogeneración:

- Factor de utilización de la energía (FUE).
- Rendimiento eléctrico equivalente (REE)
- Índice de ahorro energético (IAE)
- Ahorro (ΔF) que supone cogenerar frente a la generación separada de calor y electricidad (modo convencional).

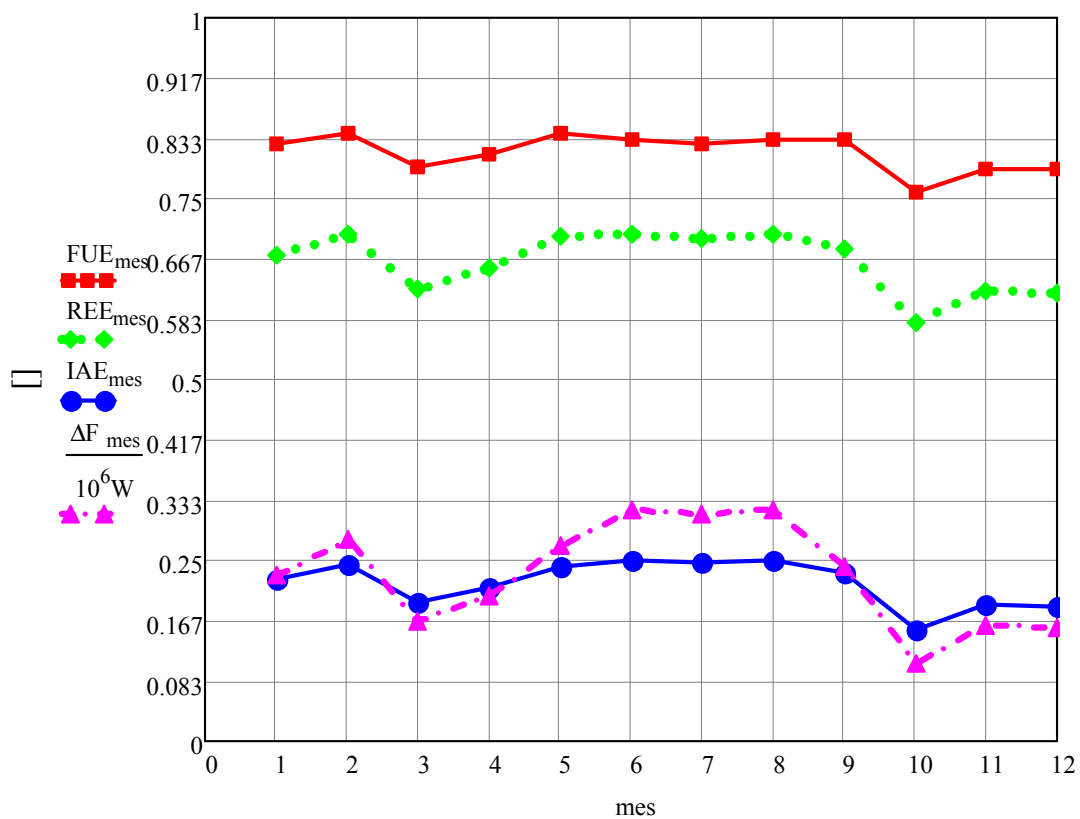


Gráfico 42: FUE, REE, IAE¹³⁴, ahorro energía primaria (MW).

Del anterior gráfico se puede extraer varias conclusiones de interés.

La instalación funciona con un elevado alto de eficiencia energética ya que el FUE es incluso superior al 80% durante gran parte del año, esto supone un ahorro en términos de potencia eléctrica respecto al modelo convencional durante dichos meses del orden de 0,3MW cubriendo las mismas demandas térmicas y eléctricas (véase (ΔF) en el gráfico anterior).

¹³⁴ También conocido como PES (Primary Energy Saving) por sus siglas en inglés.

4.2.7 Emisiones de CO₂

Al igual que en apartados anteriores, puesto que se utiliza el mismo combustible y comparamos con la misma red eléctrica tenemos:

- $RCO_{2e} = 0,47 \text{ kg}/\text{kW}\cdot\text{hr}$, kg de CO₂ emitidos por kWh_e producido en la red eléctrica española peninsular¹³⁵.
- $RCO_{2e} = 0,204 \text{ kg}/\text{kW}\cdot\text{hr}$, kg de CO₂ emitidos por kWh de GN consumido¹³⁶.
- $RCO_{2e} = 0,287 \text{ kg}/\text{kW}\cdot\text{hr}$, kg de CO₂ emitidos por kWh de gasóleo C consumido.

$$\Delta CO_2 := \left[\frac{QdW_{cab} \cdot RCO_{2gC} (\text{díasmes} \cdot 24\text{hr})}{\eta_{qgC}} + (W_{ne_{ma}} + W_{m_{nedeficit}}) \cdot RCO_{2e} \text{ díasmes} \cdot 24\text{hr} \right] - (F_{m_{ma}} + W_{m_{nedeficit}}) \cdot RCO_{2gn} (\text{díasmes} \cdot 24\text{hr})$$

El primer término entre corchetes de la expresión anterior representa las emisiones de dióxido de carbono si toda la demanda de calor de la instalación (calefacción, ACS y generador de la máquina de absorción) se cubriese íntegramente con la caldera de gasóleo C instalada actualmente. El segundo término recoge las emisiones del motor alternativo de gas natural.

Para tener una idea del porcentaje de ahorro en términos de emisiones que consigue una instalación de cogeneración respecto a una convencional, podemos adimensionalizar la expresión anterior con su primer término.

$$T\Delta CO_2 := \frac{\Delta CO_2}{\left[\frac{QdW_{cab} \cdot RCO_{2gC} (\text{díasmes} \cdot 24\text{hr})}{\eta_{qgC}} + (W_{ne_{ma}} + W_{m_{nedeficit}}) \cdot RCO_{2e} \text{ díasmes} \cdot 24\text{hr} \right]}$$

Nótese que hay que contabilizar la electricidad producida y no la demanda ya que el excedente y déficit eléctrico se intercambia con la red eléctrica¹³⁷.

¹³⁵ Datos referentes al año 2012, Fuente: REE “Red Eléctrica de España” <http://www.ree.es/es/>

¹³⁶ Fuente: <http://www.rsco2.es/fichas/sanitaria.htm>

¹³⁷ Funcionamiento de la instalación siguiendo la demanda de calor total.

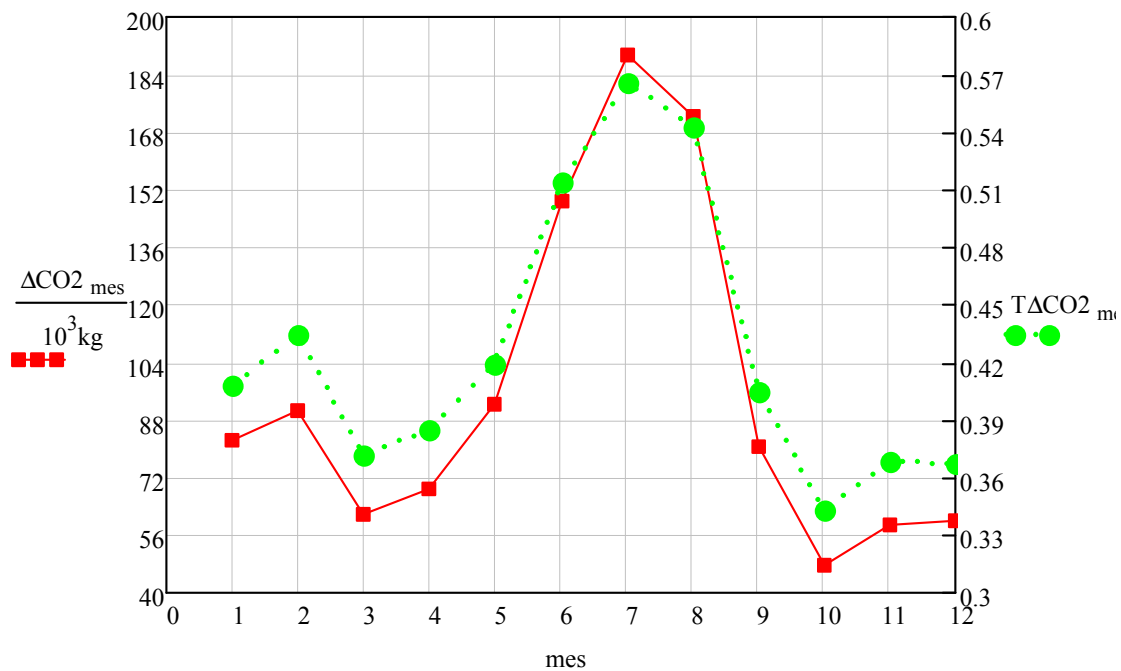


Gráfico 43: Ahorro en las emisiones de CO₂ (toneladas) y tasa de ahorro (%)

En el anterior gráfico se observa que en los meses de verano donde la instalación operará a plena carga y por tanto con mejor rendimiento del motor alternativo, se dan los mayores ahorros en las emisiones de dióxido de carbono respecto al modelo convencional.

mes	Ahorro en las emisiones de CO ₂ (toneladas)
enero	82,13
febrero	90,84
marzo	62,05
abril	68,69
mayo	92,55
junio	148,76
julio	189,34
agosto	172,50
septiembre	80,50
octubre	47,45
noviembre	58,60
diciembre	59,86
TOTAL	1153,27

Tabla 18: Ahorro en las emisiones de CO₂ (toneladas)

4.2.8 Cobertura eléctrica de la instalación

Resulta interesante analizar dado este modo de operación siguiendo la demanda térmica, el grado de cobertura eléctrica que logra satisfacer la instalación a lo largo de todo el año.

Definimos por tanto el grado de cobertura eléctrica del motor alternativo como:

$$\text{Cobertura}_e := \frac{\left(Wd_{ne} - \frac{Qd_f}{COP_{conv}} \right) - \text{Cons}_e}{Wd_{ne} - \frac{Qd_f}{COP_{conv}}}$$

Donde Wd_{ne} es la demanda eléctrica total de la instalación incluyendo el consumo de los equipos convencionales de frío, por eso debemos descontarlos del consumo eléctrico total a través del segundo término Qd_f / COP_{conv} representa la demanda de energía eléctrica de los equipos convencionales de refrigeración.

El resultado de la expresión anterior es:

Mes	Grado de cobertura eléctrica (%)
Enero	100,00
Febrero	100,00
Marzo	87,51
Abril	98,27
Mayo	100,00
Junio	100,00
Julio	100,00
Agosto	100,00
Septiembre	100,00
Octubre	66,59
Noviembre	82,72
Diciembre	85,57

Tabla 19: Grado de cobertura eléctrica (%) de la instalación

La tabla anterior confirma los ingresos por la venta de la electricidad durante los meses del periodo estival y también el alto coste de la electricidad en el mes de octubre.

4.2.9 Cobertura térmica (calor y frío) de la instalación

La cobertura térmica de calefacción y ACS de la instalación es del 100% todos los meses por definición, ya que el motor opera siguiendo la demanda calor total¹³⁸ en cada instante, vendiendo el exceso de electricidad a la red y comprando el defecto.

Para calcular el grado de cobertura de frío proporcionado por el motor, distinguimos entre dos casos en función del método de producción de frío:

- Frío aportado por el motor a través de la máquina de absorción.
- Frío aportado por el motor a través de los compresores mecánicos de los equipos convencionales.

Para el primer caso tenemos:

$$\text{Cobertura}_{fI} := \frac{\overrightarrow{(Q_{m_{fabs}} \cdot 24\text{hr} \cdot \text{diasmes})}}{(Q_{df})}$$

Y para el segundo:

$$\text{Cobertura}_{fII} := \frac{\overrightarrow{(Q_{m_{fconv}} \cdot 24\text{hr} \cdot \text{diasmes})}}{Q_{df}}$$

El resultado de ambas expresiones que puede verse en la siguiente figura nos da una idea acerca del método de producción de frío en la instalación.

Mes	Máquina de absorción	Equipos convencionales
Enero	100	0
Febrero	100	0
Marzo	100	0
Abril	100	0
Mayo	100	0
Junio	85,77	14,23
Julio	70,55	29,45
Agosto	87,34	12,66
Septiembre	100	0
Octubre	100	0
Noviembre	100	0
Diciembre	100	0

Tabla 20: Grado de cobertura (%) de la máquina de absorción y de los equipos convencionales a la producción de frío

¹³⁸ Incluyendo calefacción, ACS y calor para el generador de la máquina de absorción.

Donde se aprecia una vez más que los equipos convencionales de refrigeración por compresión mecánica solo operaran durante los meses de verano cuando el calor proporcionado por el motor, incluso operando a plena carga, es insuficiente para atender toda la demanda de refrigeración a través de la máquina de absorción.

4.2.10 Gastos máxicos medios combustible, aire y gases de escape

Conocer estas variables de antemano resulta muy útil a la hora de diseñar y dimensionar los conductos para la salida de humos, así como el caudal mínimo de aire de ventilación necesario para asegurar el correcto funcionamiento del motor y la seguridad de la instalación en las condiciones nominales de operación de la misma.

$$\overrightarrow{mmc}_{ma} := \frac{\overrightarrow{Fm}_{ma}}{L_i} \quad \overrightarrow{mma}_{ma} := \overrightarrow{(RAC}_{ma} \cdot mmc_{ma})} \quad \overrightarrow{mme}_{ma} := \overrightarrow{(mmc}_{ma} + mma_{ma})}$$

$$\overrightarrow{mmc}_q := \frac{\overrightarrow{Fm}_q}{L_i} \quad \overrightarrow{mma}_q := \overrightarrow{(RAC}_q \cdot mmc_q)} \quad \overrightarrow{mme}_q := \overrightarrow{(mmc}_q + mma_q)}$$

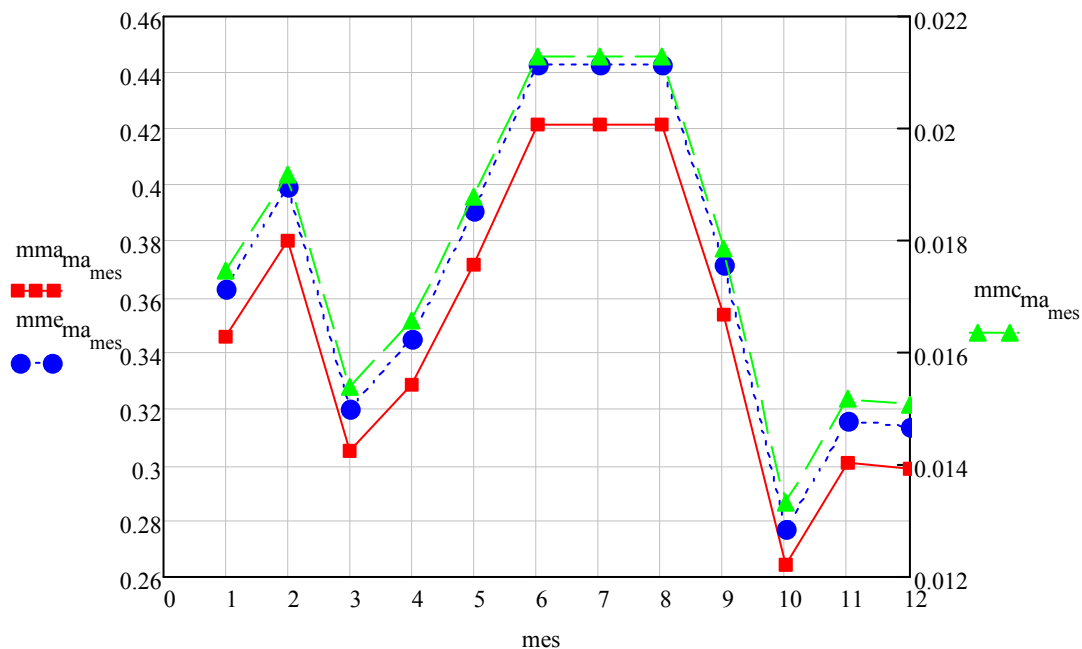


Gráfico 44: Gastos máxicos medios [kg/s] combustible (mmc), aire (mma) y gases de escape (mme) mes a mes

4.3 Ahorro anual en términos de energía primaria consumida de la instalación de trigeneración respecto a la convencional

Estimamos el consumo de energía primaria convencional como:

$$\text{Cons}_{\text{conv}} := \left(\frac{W_{d_{ne}}}{\eta_{\text{red}}} + \text{Cons}_{\text{GC}} \cdot \text{PCI}_{\text{GC}} \right)$$

Donde el rendimiento de la red representa la eficiencia media del sistema de generación eléctrico español peninsular incluyendo también las pérdidas por distribución¹³⁹. En el segundo término no se ha tenido en cuenta el rendimiento de la caldera de gasóleo C ya que se dispone del dato del consumo total de Gasóleo C mes a mes.

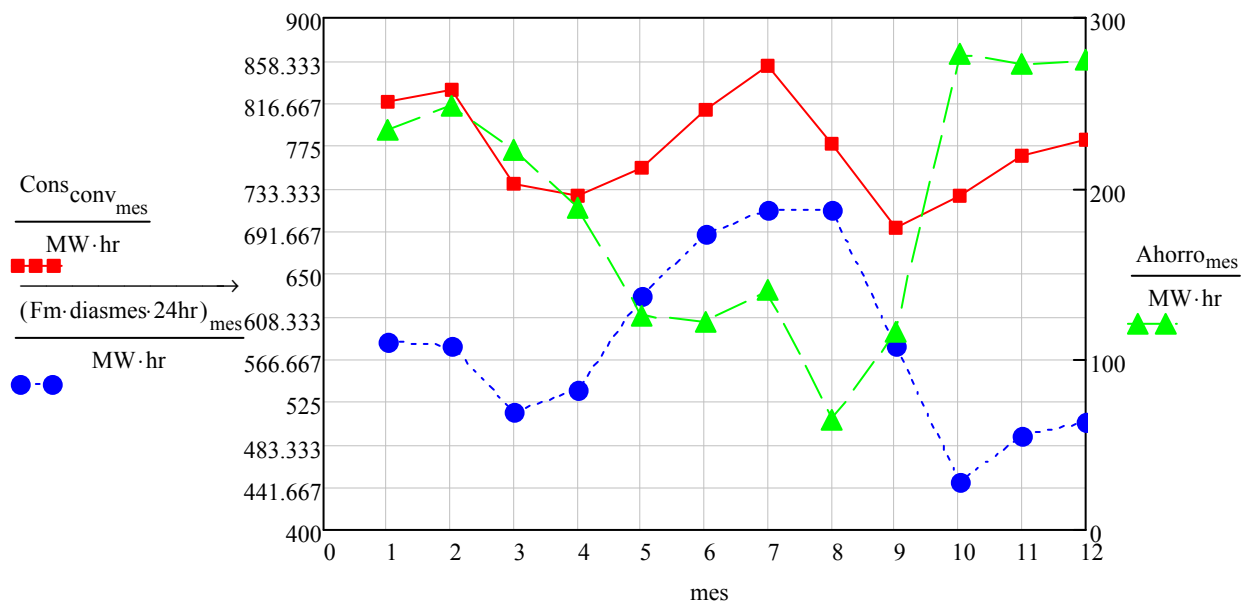


Gráfico 45: Consumo y ahorro de energía primaria de la instalación de trigeneración vs convencional [MWh].

Donde la variable ahorro se ha definido como:

$$\text{Ahorro} := \text{Cons}_{\text{conv}} - (\text{Fm} \cdot \text{diasmes} \cdot 24\text{hr})$$

Resulta útil representar en una tabla los valores del gráfico anterior.

¹³⁹ Cuyo valor es de 0,45 para el año 2009. Fuente: Red Eléctrica de España <http://www.ree.es/es/>

Mes	Convencional (kWh)	Trigeneración (kWh)	Ahorro (kWh)
Enero	818241,65	584197,27	234044,38
Febrero	829109,14	580200,02	248909,12
Marzo	737223,72	515065,09	222158,63
Abril	726031,87	537350,68	188681,19
Mayo	753956,60	628457,88	125498,72
Junio	810937,82	689502,08	121435,74
Julio	853031,16	712485,48	140545,68
Agosto	776674,43	712485,48	64188,94
Septiembre	694664,08	579028,23	115635,84
Octubre	725745,11	446339,31	279405,80
Noviembre	764848,87	491827,36	273021,50
Diciembre	780636,04	505016,44	275619,60
TOTAL	9271100,47	6981955,33	2289145,14

Tabla 21: Consumo y ahorro de energía primaria de la instalación de trigeneración vs convencional [kWh]

Anualmente esto supone un 24,7% menos de energía primaria consumida, tal y como se desprende de la siguiente expresión:

$$1 - \frac{\sum (F_m \cdot \text{días} \cdot \text{mes} \cdot 24\text{hr})}{\sum \text{Cons}_{\text{conv}}} = 0.247$$

4.4 Conclusiones sobre las actuaciones “mes a mes”

El epígrafe anterior “4.2 Actuaciones de la instalación” se ha analizado mes a mes el caso de funcionamiento de la instalación adaptada a la demanda de calor total que representa el escenario de mayor eficiencia posible en el que se puede operar.

En este modo de operación se dan los máximos valores de ahorros de energía primaria, mínimas tasas de emisiones contaminantes y unos óptimos parámetros de cogeneración.

No obstante se pueden contemplar otros modos de funcionamiento de la instalación, como por ejemplo el de máximo beneficio económico¹⁴⁰.

¹⁴⁰ Depende del marco legal vigente.

5. Funcionamiento al mínimo REE

5.1 Justificación de este modo de operación

Puesto que actualmente se han suprimido las primas y el complemento por eficiencia para las instalaciones de cogeneración tal y como se desprende del *Real Decreto-ley 1/2012*, interesaría en primera aproximación desde el punto de vista económico operar la instalación al punto de mínimo rendimiento eléctrico equivalente que me permita la normativa. De este modo se tendría el mayor grado de carga posible en el motor alternativo¹⁴¹, generándose la mayor cantidad posible de energía eléctrica e inyectándose el exceso de energía eléctrica a la red, cobrándose esa energía eléctrica. Puesto que como se demuestra en el apartado 6.2.3 dados los precios actuales del gas natural y la energía eléctrica, resulta más económico el kWh_e generado en la instalación que el comprado a la red eléctrica.

En un escenario legal que incentive la eficiencia energética con primas y complementos por eficiencia, el punto de funcionamiento de máxima eficiencia se correspondería con el de maximización del beneficio económico y por tanto mínimo periodo de amortización de la inversión inicial. Por lo tanto este sería el único punto de funcionamiento de la instalación considerado, este no es el caso, por ello a continuación se va a analizar el funcionamiento al mínimo rendimiento eléctrico equivalente que me permite la normativa para maximizar los ingresos por la venta de electricidad¹⁴².

El REE mínimo que me obliga la normativa para tecnologías de cogeneración compuestas por motores térmicos alimentados con gas natural es de 0,55 tal y como puede comprobarse en la tabla del ANEXO I del Real Decreto 661/2007.

5.2 Grado de carga del motor

Comprobamos inicialmente si funcionando la instalación a plena carga todos los meses del año se cumple esta exigencia del rendimiento eléctrico equivalente mínimo, de donde se desprende que solo durante el mes de octubre se incumple y por tanto es necesario un menor grado de carga para dicho mes.

Iterando se obtiene un valor del grado de carga del motor del 80,5% que proporciona un REE de 0,55 para el mes de octubre.

¹⁴¹ Recuérdese que el rendimiento de un motor alternativo aumenta con el grado de carga.

¹⁴² Único ingreso de una instalación de este tipo en un escenario sin primas, aparte del ahorro en la factura energética .

En la siguiente Tabla 22, se muestra finalmente el punto de funcionamiento de la instalación para este caso de operar al REE mínimo que me marca la normativa.

Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
REE	0,63	0,68	0,58	0,61	0,67	0,89	0,88	0,89	0,64	0,55	0,58	0,58
Carga motor	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,805	1	1

Tabla 22: REE y carga del motor operando la instalación al REE mínimo¹⁴³

El hecho de que el REE sea superior al mínimo exigido por la normativa durante todo el año excepto en el mes de octubre operando a plena carga demuestra que se podría sobredimensionar la instalación para producir todavía más electricidad e inyectarla a la red desaprovechando el calor residual¹⁴⁴, ya que se dispone de bastante margen antes de alcanzar el valor del REE mínimo tal y como se desprende del denominador de la expresión:

$$REE := \frac{\overrightarrow{\eta_{gen} \cdot \eta_{m_{ma}}(W_{m_{ma}})}}{1 - \frac{Q_{m_{util}}}{\eta_q(Q_{m_{util}}) \cdot F_m}}$$

¹⁴³ Que me marca la normativa ANEXO I del Real Decreto 661/2007.

¹⁴⁴ Este hecho sería negativo desde el punto de eficiencia energética y emisiones contaminantes.

5.3 Reparto del calor residual

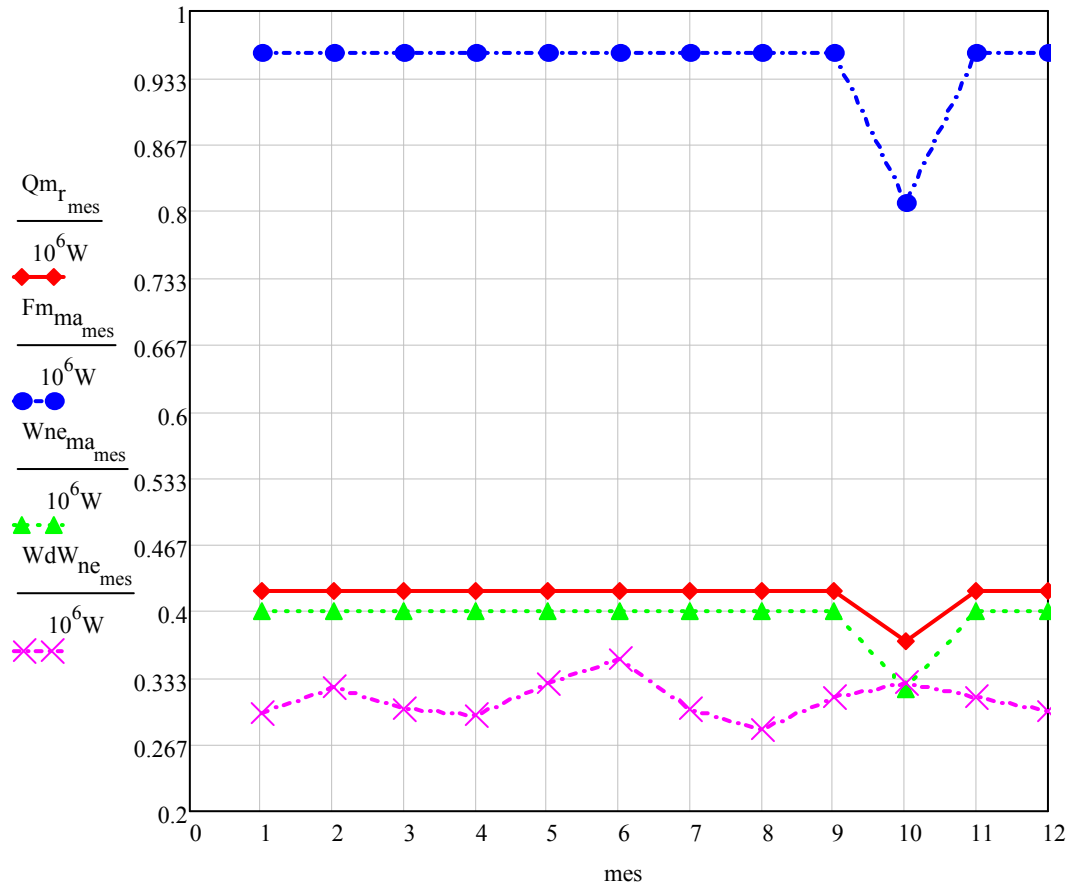


Gráfico 46: Calor residual, consumo gas, output eléctrico y demanda eléctrica¹⁴⁵ en la operación “mes a mes” [MW].

En el gráfico anterior se observa la uniformidad en las distintas variables de estudio exceptuando el mes de octubre al trabajar el motor a plena carga salvo dicho mes.

A continuación se representa el reparto por aplicaciones del calor residual del motor.

¹⁴⁵ Se ha descontado el consumo de los equipos A/A de compresión mecánica del total de la demanda eléctrica, puesto que este consumo se calculará posteriormente en función del grado de cobertura de la máquina de absorción a la demanda de refrigeración.

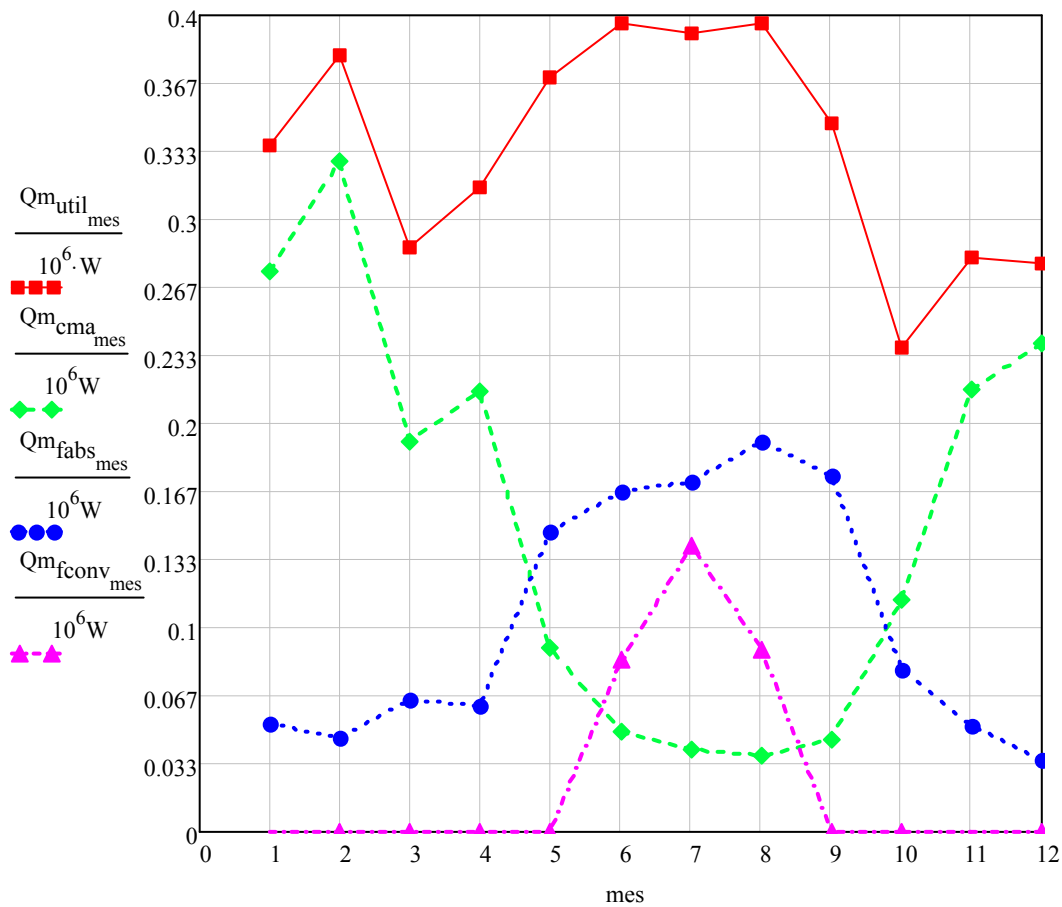


Gráfico 47: Calor útil aprovechado, calefacción más ACS, frío absorción y frío convencional MW¹⁴⁶.

146

- Q_{m_util} : representa el calor residual del motor reutilizado en la una vez descontadas las pérdidas en la instalación.
- Q_{m_cma} : calor aportado por el motor a la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria.
- Q_{m_fabs} : frío aportado por el motor gracias a la máquina de absorción.
- Q_{m_fconv} : frío aportado por los equipos convencionales (restante demanda de refrigeración insatisfecha por la máquina de absorción).

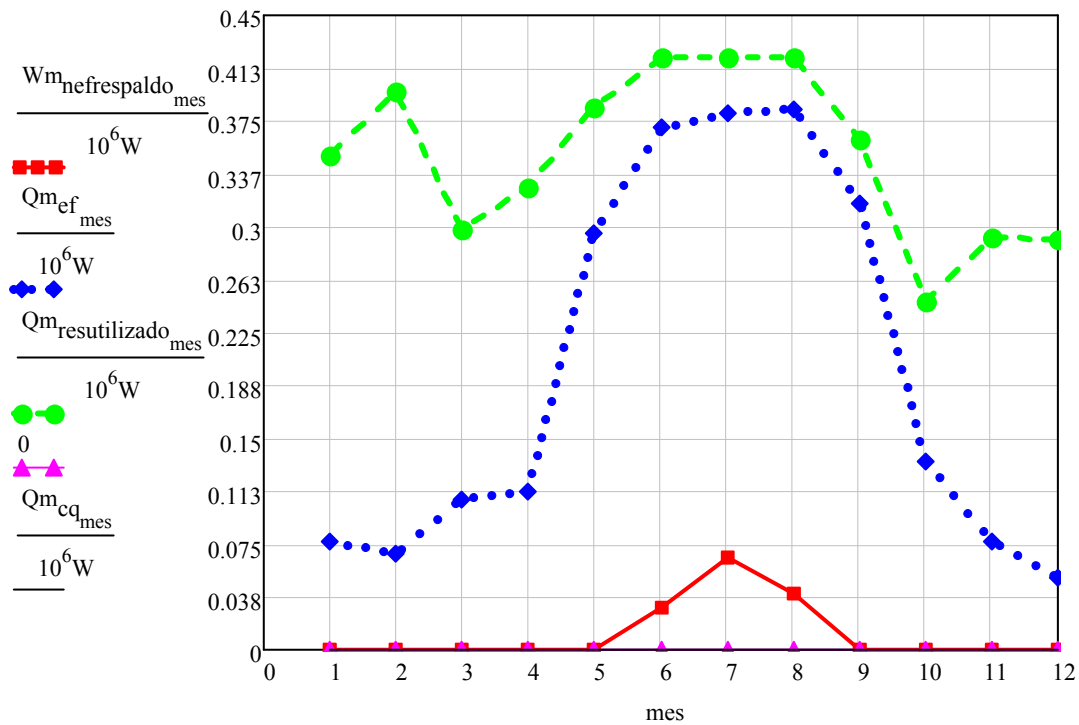


Gráfico 48: Potencia eléctrica consumida por los equipos de refrigeración convencionales, calor aportado a los equipos de absorción, calor reutilizado, calor aportado por la caldera auxiliar [MW]¹⁴⁷.

5.4 Energía eléctrica intercambiada con la red

En la siguiente gráfica se observa el excedente eléctrico mensual a lo largo de todo el año, excepto en el mes de octubre que se debe importar electricidad de la red. Ya que durante dicho mes por falta de demanda térmica se tiene un valor muy restrictivo del rendimiento eléctrico equivalente que me marca el límite superior para el grado de carga del motor.

147

- $W_{m_nefrespaldo}$: potencia eléctrica neta aportada por el grupo moto-generador a los equipos convencionales de refrigeración por compresión mecánica para cubrir la demanda insatisfecha por la máquina de absorción (calor aportado insuficiente).
- Q_{m_ef} : calor aportado por el motor al generador de la máquina de absorción.
- $Q_{m_resutilizado}$: calor aportado por el motor al circuito de calefacción, ACS y al generador de la máquina de absorción (sin tener en cuenta las pérdidas en la instalación). Representa el calor residual utilizado antes de descontar las pérdidas.
- Q_{m_cq} : calor aportado por la caldera auxiliar de respaldo.

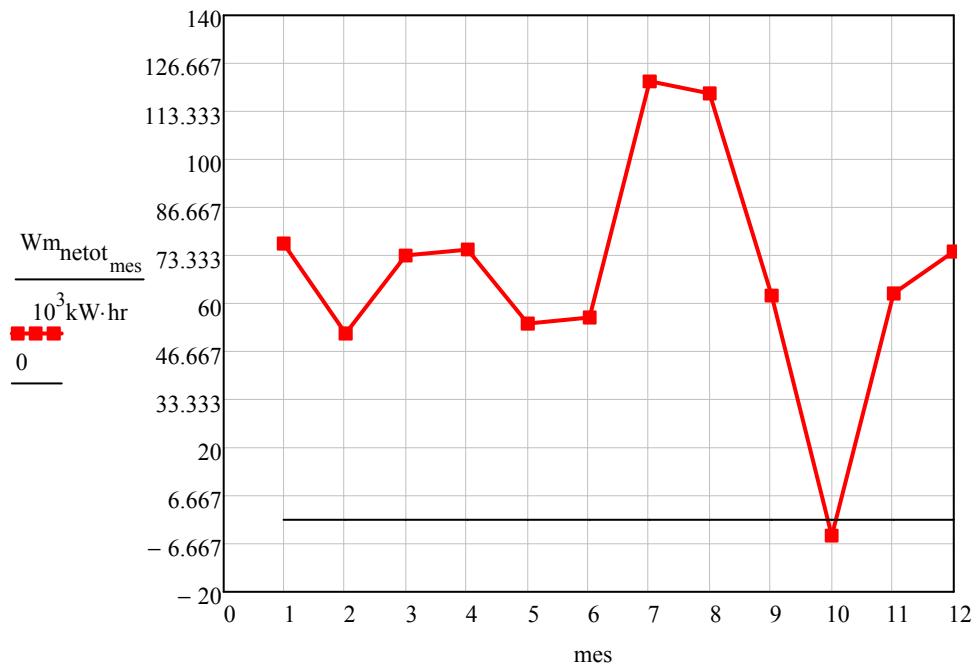


Gráfico 49: Energía eléctrica intercambiada con la red [MWh].

Lo anterior supone:

Mes	Intercambios con la red (kWh)
Enero	76506,40
Febrero	51878,26
Marzo	73563,31
Abril	75155,70
Mayo	54180,51
Junio	25881,02
Julio	40532,40
Agosto	76521,42
Septiembre	62488,86
Octubre	-4510,60
Noviembre	62599,69
Diciembre	74303,27
TOTAL	669100,24

Tabla 23: Energía eléctrica intercambiada con la red (kWh).

5.5 Parámetros de cogeneración

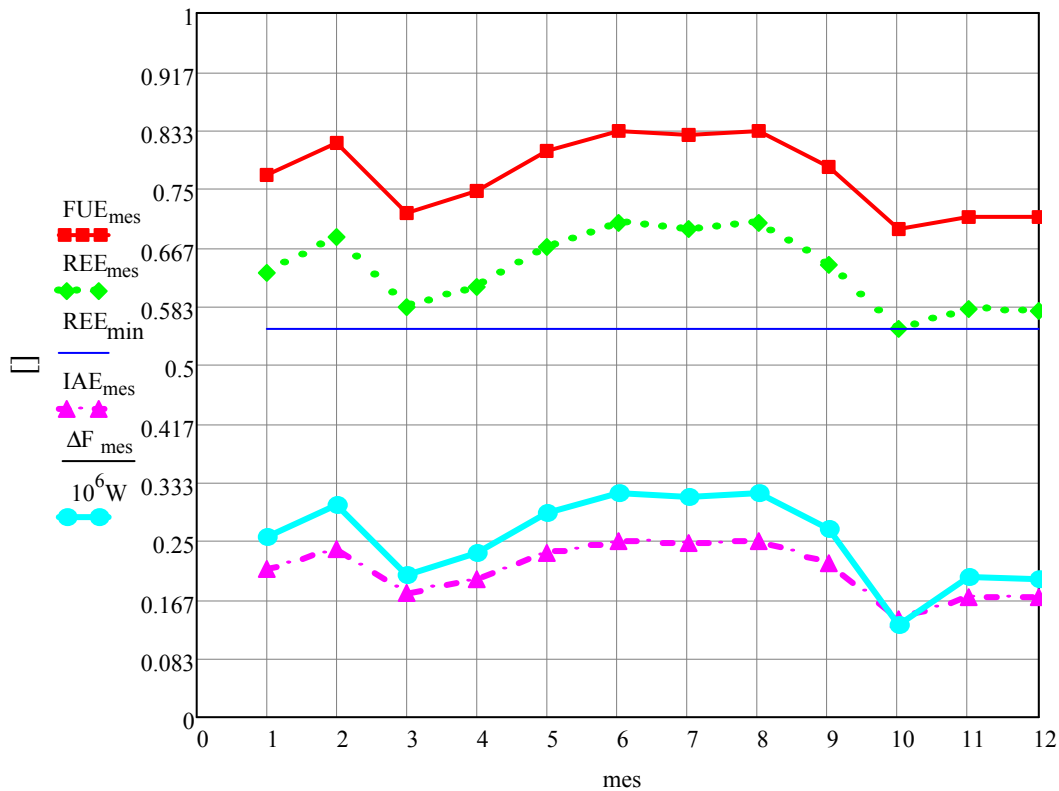


Gráfico 50: FUE, REE, IAE y ahorro de energía primaria¹⁴⁸

En el gráfico anterior se observa que este caso durante los meses de verano no se experimenta cambio alguno al operar la instalación en idénticas circunstancias.

No obstante durante los restantes meses del año, se empeora ligeramente el factor de utilización de la energía y el ahorro de energía primaria, hecho que era de esperar al desaprovecharse calor residual en la instalación.

¹⁴⁸ Respecto a una instalación convencional cubriendo las mismas demandas de energía.

5.6 Ahorro en las emisiones de CO₂

En cuanto al ahorro en las emisiones de dióxido de carbono para este caso de operación respecto al modelo convencional tenemos:

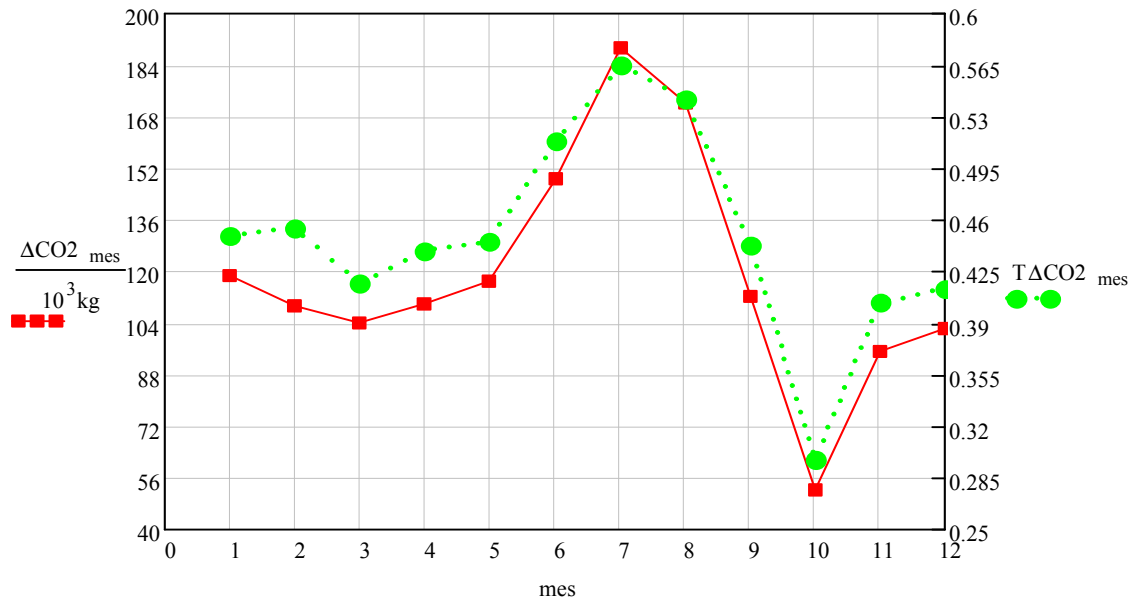


Gráfico 51: Ahorro en las misiones de CO₂ operando al REEmin [toneladas]

En este gráfico anterior se observa un hecho curioso, el ahorro en las emisiones de CO₂ en este segundo caso es superior al del modo de operación siguiendo la demanda de calor (operación más eficiente) incluso desaprovechándose calor residual, como consecuencia de generarse más energía eléctrica y por tanto dejarse de importar este defecto de electricidad de la red. Todo esto se explica teniendo en cuenta que la tasa de emisión de la red eléctrica peninsular es superior a la de la planta de trigeneración.

5.7 Ahorro anual en términos de energía primaria consumida de la instalación de trigeneración respecto a la convencional

Analizando el ahorro que logra la instalación en este modo de operación respecto al modelo convencional se tiene:

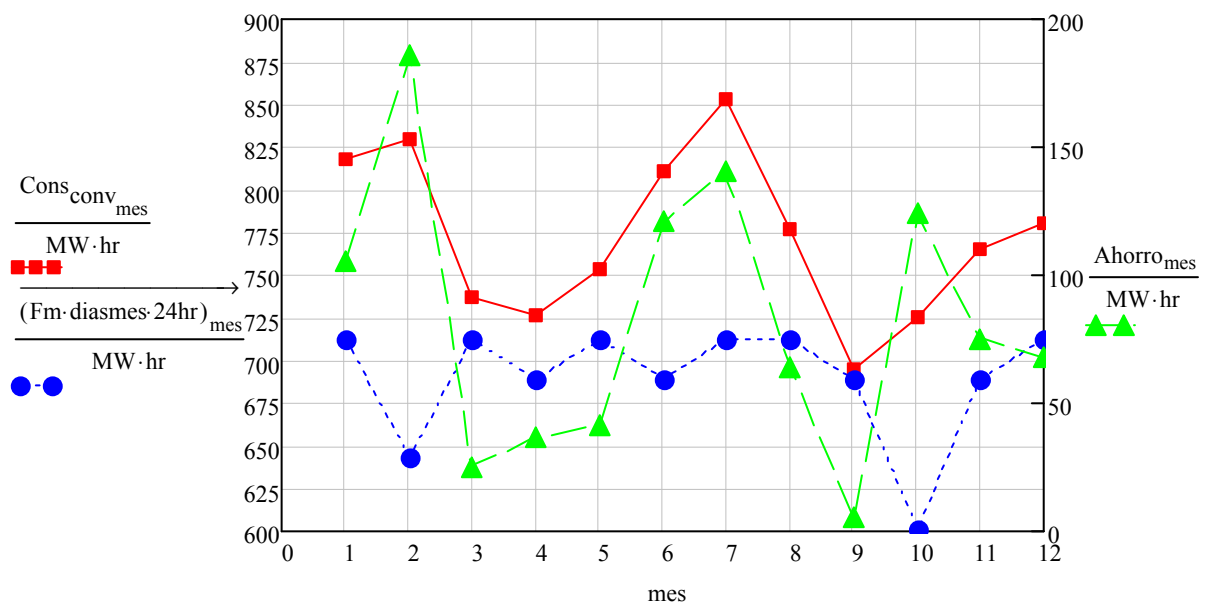


Gráfico 52: Consumo de energía primaria convencional frente trigeneración [MWh]

Los valores anteriores agrupados en una tabla quedan:

Mes	Convencional (kWh)	Trigeneración (kWh)	Ahorro (kWh)	Ahorro %
Enero	818241,65	712485,48	105756,17	12,92
Febrero	829109,14	643535,28	185573,86	22,38
Marzo	737223,72	712485,48	24738,24	3,36
Abril	726031,87	689502,08	36529,79	5,03
Mayo	753956,60	712485,48	41471,12	5,50
Junio	810937,82	689502,08	121435,74	14,97
Julio	853031,16	712485,48	140545,68	16,48
Agosto	776674,43	712485,48	64188,95	8,26
Septiembre	694664,08	689502,08	5162,00	0,74
Octubre	725745,11	601183,80	124561,31	17,16
Noviembre	764848,87	689502,08	75346,79	9,85
Diciembre	780636,04	712485,48	68150,56	8,73
TOTAL	9271100,47	8277640,31	993460,19	10,70

Tabla 24: Consumo de energía primaria convencional frente trigeneración [MWh]

Por lo tanto la instalación supone un 10,7% de ahorro anual en términos de energía primaria respecto al modelo de generación convencional.

$$1 - \frac{\sum (\overrightarrow{Fm \cdot diasmes \cdot 24hr})}{\sum Cons_{conv}} = 0.107$$

Este valor anterior es significativamente inferior al 24,7% de ahorro anual en energía primaria calculado anteriormente y que logra la instalación operando en el punto de máxima eficiencia, esto es, siguiendo la demanda de calor.

6. Estudio económico

6.1 Introducción

Los sistemas de cogeneración y especialmente los de trigeneración donde también se necesita una máquina de absorción, requieren una alta inversión inicial en equipos. Es por ello que el análisis económico es vital para determinar la viabilidad de la nueva instalación, esto es, recuperase la inversión inicial desembolsada en un tiempo razonable. Una vez amortizada la instalación, el funcionamiento de esta supone un beneficio económico, todo ello gracias al ahorro en la factura energética al ser más eficiente en el uso de la energía primaria.

Como ya se ha mencionado, los costes iniciales son elevados y por tanto para que se produzca una amortización en un tiempo razonable, el ahorro anual debe ser considerable.

6.2 Operación siguiendo la demanda de calor

Esta condición de operación corresponde al epígrafe “4.2 Actuaciones de la instalación” que como ya se comentó anteriormente representa el caso de máxima eficiencia energética.

6.2.1 Ingresos y gastos por la electricidad intercambiada con la red

“IMPORTANTE, todos los precios de los apartados posteriores son sin aplicar el impuesto del valor añadido (IVA)”.

En primer lugar tenemos que determinar los precios de la electricidad intercambiada con la red, esto es, de la electricidad vendida¹⁴⁹ y de la electricidad comprada.

Precio medio¹⁵⁰ (sin impuestos) de la electricidad consumida en España durante el año 2013 para consumidores industriales (banda de consumo ID con un consumo anual comprendido en el rango 2.000 - 20.000MWh) fue de 0.1266 €/kWh.¹⁵¹

¹⁴⁹ Como ya se comentó anteriormente (ver apartado Real Decreto-ley 1/2012), los ingresos eléctricos serán únicamente debidos a la venta de electricidad, no cobrándose el complemento por eficiencia ni por energía reactiva.

¹⁵⁰ Se utiliza el valor medio del año 2013, ya que el precio de la electricidad en España ha experimentado numerosas subidas (también interanuales) a lo largo de los últimos años. Concretamente un 63% desde el

En cuanto a la electricidad vendida a la red de acuerdo con “IET/221/2013, de 14 de febrero de 2013” las primas y complementos por eficiencia y energía reactiva se suprimen y solo se cobra el precio de la electricidad vendida. En dicho documento también se pone de manifiesto la imposibilidad de adherir nuevas instalaciones al actual marco del régimen especial, por lo que no se podrá cobrar el precio indicado anteriormente en el apartado “2.7.3 Orden IET/221/2013”.

Por tanto ante el actual marco legislativo de inseguridad en el que se hayan sumadas las energías renovables y resto del régimen especial, el caso más razonable que se puede suponer en los cálculos es que se pague la electricidad vendida por la instalación al mismo precio que la comprada a la red.¹⁵²

Esto condiciona sustancialmente la viabilidad económica del presente proyecto ante una legislación vigente tan restrictiva.

Aclarado este punto, procedemos a continuación a calcular la energía consumida y vertida respectivamente a la red en kilovatios-hora por la instalación para cada mes como sigue:

$$\text{Cons}_e := \overline{(W_{m_{\text{nedeficit}}} \cdot 24\text{hr} \cdot \text{diasmes})}$$

$$\text{Evertida}_e := \overline{(W_{m_{\text{neexcedente}}} \cdot 24\text{hr} \cdot \text{diasmes})}$$

El resultado de las dos expresiones anteriores puede verse en la siguiente tabla:

Mes	Energía(kWh) vertida a la red	Energía(kWh) comprada a la red
Enero	9.718,71	0,00
Febrero	18.607,20	0,00
Marzo	0,00	28.027,39
Abril	0,00	3.681,25
Mayo	10.131,80	0,00
Junio	25.881,02	0,00
Julio	40.532,40	0,00
Agosto	76.521,42	0,00
Septiembre	4.846,00	0,00
Octubre	0,00	81.631,73
Noviembre	0,00	38.998,69
Diciembre	0,00	32.268,14
TOTAL	186.238,55	184.607,20

Tabla 25: Energía eléctrica (kWh) comprada y vertida a la red

año 2008 hasta finales de 2013 (Fuente: “El País” Economía http://elpais.com/elpais/2013/12/17/media/1387305009_225956.html).

¹⁵¹ Fuente: Comisión Europea EUROSTAT

<http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/>

¹⁵² Este hecho incluso sigue representando un escenario optimista ya que no se contemplan los posibles peajes al acceso de la red eléctrica.

Ahora como conocemos los diferentes precios de la electricidad y también tenemos calculada la magnitud de los intercambios eléctricos de cada mes, procedemos a calcular los importes monetarios asociados a esta energía intercambiada según:

$$\text{Ingreso}_e := \overrightarrow{(\text{Evertida}_e \cdot \text{Pe}_{\text{vend}})} \quad \text{Gasto}_e := \overrightarrow{(\text{Cons}_e \cdot \text{Pe}_{\text{cons}})}$$

Mes	Ingreso(€) de la electricidad	Gasto(€) de la electricidad
Enero	1.230,39	0,00
Febrero	2.355,67	0,00
Marzo	0,00	3.548,27
Abril	0,00	466,05
Mayo	1.282,69	0,00
Junio	3.276,54	0,00
Julio	5.131,40	0,00
Agosto	9.687,61	0,00
Septiembre	613,50	0,00
Octubre	0,00	10.334,58
Noviembre	0,00	4.937,23
Diciembre	0,00	4.085,15
TOTAL	23.577,80	23.371,27

Tabla 26: Ingresos (€) y gastos (€) de la electricidad intercambiada con la red

De donde se desprende que el gasto y el ingreso por la energía eléctrica intercambiada es prácticamente el mismo por ser muy similar la energía vertida y la importada de la red eléctrica para la condición de operación adaptada a la demanda de calor.

6.2.2 Coste anual del gas natural

Precio medio (sin impuestos) del gas natural en España durante el año 2013 para consumidores industriales (banda de consumo I3 con un consumo anual comprendido en el rango 10.000GJ - 100.000GJ) fue de 10,65 €/GJ¹⁵³.

El consumo de gas natural de la instalación corresponde exclusivamente al consumo de energía primaria del motor alternativo, ya que como se comentó anteriormente (ver apartado 4.2.2 y 3.3.3), la caldera auxiliar de respaldo no es necesaria para cubrir la demanda térmica.

Este consumo anual total del motor es:

$$\sum \overrightarrow{(\text{Fm}_{\text{ma}} \cdot \text{diasmes} \cdot 24\text{hr})} = 6.982 \times 10^3 \text{ MW} \cdot \text{hr}$$

Por lo tanto el consumo mensual de gas natural:

¹⁵³ Equivale a 0,038 €/kWh (38,34€/MWh).

$$\text{ConsGN} := \overline{(F_{m_{ma}} \cdot 24 \text{hr} \cdot \text{diasmes})}$$

Y el gasto económico que supone esta energía al conocer el precio del gas natural:

$$\text{GastoGN} := \overline{(\text{ConsGN} \cdot P_{gn})}$$

Los resultados de ambas expresiones podemos verlos en la siguiente tabla:

Mes	Consumo de gas natural (kWh)	Importe (€)
Enero	584.197,27	22.398,12
Febrero	580.200,02	22.244,87
Marzo	515.065,09	19.747,60
Abril	537.350,68	20.602,03
Mayo	628.457,88	24.095,08
Junio	689.502,08	26.435,51
Julio	712.485,48	27.316,69
Agosto	712.485,48	27.316,69
Septiembre	579.028,23	22.199,94
Octubre	446.339,31	17.112,65
Noviembre	491.827,36	18.856,66
Diciembre	505.016,44	19.362,33
TOTAL	6.981.955,33	267.688,17

Tabla 27: Consumo (kWh) e importe (€) del gas natural.

Una vez que se conocen todos los gastos e ingresos por el intercambio de electricidad con la red eléctrica así como el coste del consumo de gas natural, resulta interesante representar estas magnitudes en una gráfica.

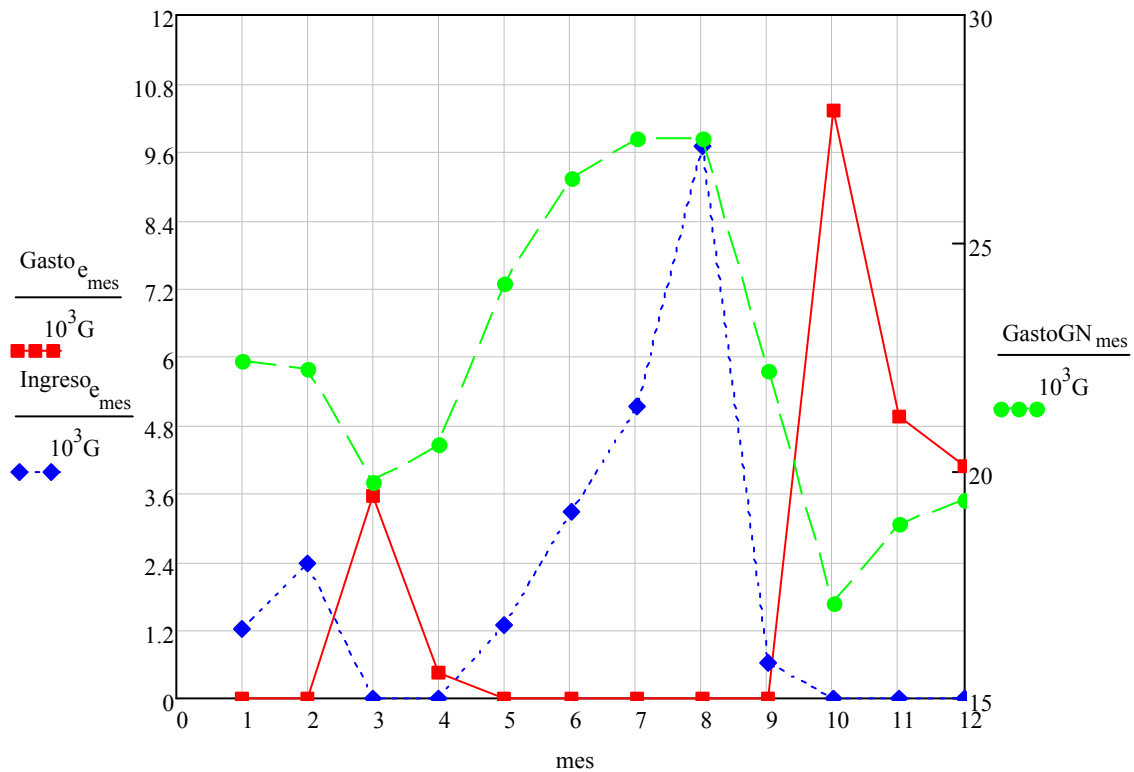


Gráfico 53: Coste del consumo de gas natural y coste e ingreso electricidad intercambiada con la red (miles€).

Nótese que en los meses de verano cuando la instalación opera a plena carga dadas las altas demandas de calor (máquina de absorción) es donde se dan los mayores ingresos por la venta de electricidad. Mientras que en el mes de octubre donde la instalación operará con bajo grado de carga, es necesario importar gran cantidad de energía eléctrica y por tanto se tendrá el mayor coste en compra de electricidad.

6.2.3 Ahorro económico anual en términos monetarios de la instalación de trigeneración respecto de la convencional

Resulta interesante en primer lugar hacer un análisis de cuánto cuesta el kilovatio-hora de media generado por la instalación en un año. Para ello calculamos inicialmente la energía primaria en forma de gas natural consumida por cada kWh_e generado en la instalación como sigue:

$$CnGN := \frac{1kW \cdot hr}{\eta_{gen} \cdot \eta_{m_{ma}} \left(\frac{\sum W_{m_{ma}}}{\text{length}(W_{m_{ma}})} \right)} = 2.514 kW \cdot hr$$

Se ha calculado este valor anterior teniendo en cuenta la condición media anual de funcionamiento de la instalación, así como la eficiencia que tendría el motor en ese punto de funcionamiento¹⁵⁴.

Por lo tanto si multiplicamos ese consumo anterior de gas natural por el precio del gas obtenemos lo que nos cuesta producir cada kWh_e en la instalación.

$$\text{Precio} := C_{\text{GN}} \cdot P_{\text{gn}} = 0.096 \text{ €}$$

Vemos que este valor anterior es inferior al precio que nos cuesta la electricidad (0.096€/kWh_e generado en la instalación frente a los 0.1266€/kWh_e comprado) concretamente un 23,9% menor independientemente de si se usa el calor residual o no. Por lo tanto desde un punto de vista puramente económico interesaría poner a funcionar el motor a plena carga todos los meses para ahorrar en la factura eléctrica¹⁵⁵. No obstante de este modo estaríamos desaprovechando calor residual y por tanto empeorando todos los parámetros de cogeneración de la instalación (FUE, REE, IAE, Tasa de emisiones de CO₂ etc...) lo que no sería eficiente desde el punto de vista energético y ambiental. Para este caso operando a plena carga todo el año habría que comprobar también si se cumple el REE mínimo en la instalación tal y como obliga la normativa.

Procedemos a calcular ahora el total de ingresos de la instalación, procedentes de la venta de electricidad como:

$$\text{TotalTRIGEN}_{\text{Ingresos}} := \sum \text{Ingreso}_e$$

Y los gastos derivados del consumo de gas natural y del déficit de energía eléctrica comprado a la compañía suministradora¹⁵⁶:

$$\text{TotalTRIGEN}_{\text{gastos}} := \sum \text{Gasto}_e + \sum \text{GastoGN}$$

¹⁵⁴ Este supuesto es más preciso que el cálculo usando el rendimiento del motor a plena carga, y también más conservador ya que el rendimiento en la condición media será inferior respecto al valor de plena carga y por tanto el consumo de gas natural por kWh_e generado en la instalación superior.

¹⁵⁵ Nótese que en este modo de operación a plena carga todos los meses del año, el anterior valor del precio del kWh_e generado en la instalación sería incluso más pequeño como resultado de que el rendimiento del motor a plena carga es superior.

¹⁵⁶ Suponiendo los mismos precios de la energía descritos anteriormente.

Concepto	Cantidad (€)
Total ingresos por la venta de electricidad	23.577,80
Total gastos por la compra de electricidad	23.371,27
Total gastos por la compra de gas natural	267.688,17
TOTAL gastos netos de la instalación	267.481,64

Tabla 28: Coste neto anual de la energía (€) en la instalación de trigeneración

Los valores de la tabla anterior corresponden al gasto energético total neto (una vez descontados los ingresos por la venta de electricidad) de la instalación de trigeneración, y estos ascienden a 267.481,64€ anuales (sin IVA, solo en base al consumo de energía).

Ahora hay que calcular el coste de la energía en la instalación convencional, anterior a la de trigeneración. Para ello se calculará separadamente el precio del combustible (gasóleo C) de la caldera y de la electricidad en base a la demanda eléctrica total (incluyendo los equipos de refrigeración por compresión mecánica).

El precio del gasóleo C¹⁵⁷ es de 1,069 €/L y el consumo viene en la Tabla 5, por lo tanto se tiene un coste en combustible de:

Mes	Coste del Gasóleo C(€)	Coste de la electricidad(€)
Enero	27.178,26	28.905,56
Febrero	29.689,87	28.215,97
Marzo	17.335,54	29.613,25
Abril	18.947,70	28.227,62
Mayo	9.259,32	34.513,06
Junio	4.031,07	40.080,42
Julio	3.893,67	42.333,90
Agosto	3.767,55	38.433,48
Septiembre	3.977,75	34.071,73
Octubre	9.786,69	32.785,47
Noviembre	20.427,63	29.503,75
Diciembre	23.277,60	28.900,62
TOTAL	171.572,65	395.584,83

Tabla 29: Precio (€) de la energía en la instalación convencional

De la tabla anterior se desprende un consumo total anual en forma de energía primaria de **567.157,48€/año**, por lo tanto la instalación de trigeneración supone un 52,84% menos de gasto anual en la factura energética y por tanto un ahorro de **299.675,84€/año**.

También podemos apreciar en el siguiente gráfico el ahorro económico mensual que supone la trigeneración frente al consumo tradicional de energía.

¹⁵⁷ Fuente: <http://petromercado.com/precio-actualizado-combustibles/precio-gasoil-de-calefaccion.html>

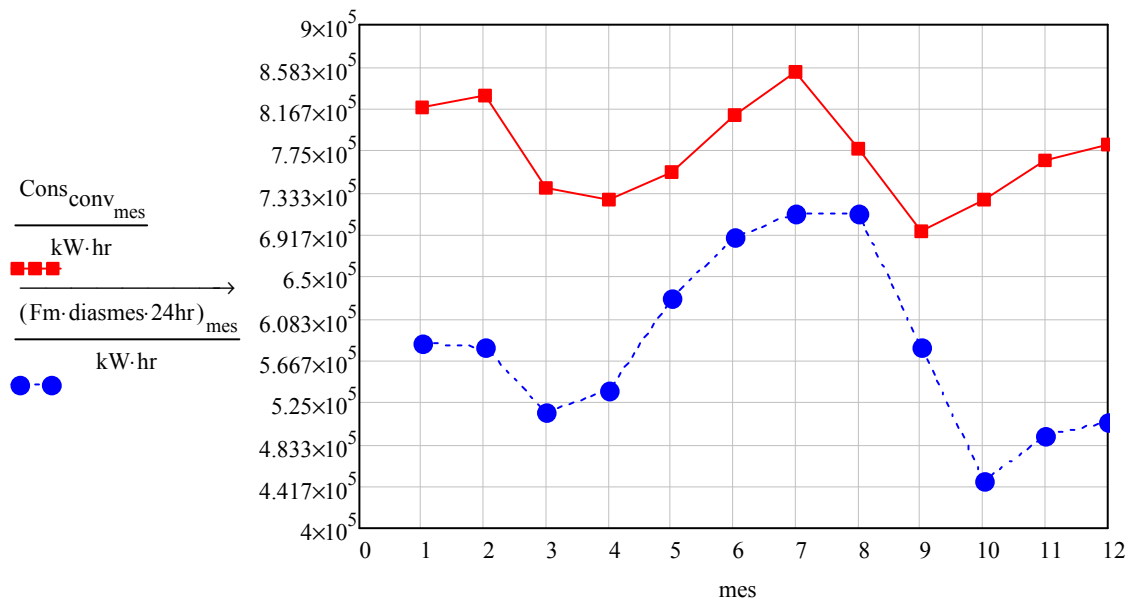


Gráfico 54: Costes mensuales (miles €) de la energía en trigeneración vs convencional

6.3 Operación al REE mínimo

6.3.1 Ingresos y gastos por la electricidad intercambiada con la red

En la siguiente tabla se recogen los intercambios de energía eléctrica con la red y el importe monetario de los mismos.

Mes	Intercambios con la red (kWh)	Ingreso electricidad (€)
Enero	76506,40	9685,71
Febrero	51878,26	6567,79
Marzo	73563,31	9313,12
Abril	75155,70	9514,71
Mayo	54180,51	6859,25
Junio	25881,02	3276,54
Julio	40532,40	5131,40
Agosto	76521,42	9687,61
Septiembre	62488,86	7911,09
Octubre	-4510,60	-571,04
Noviembre	62599,69	7925,12
Diciembre	74303,27	9406,79
TOTAL	669100,24	84.708,09

Tabla 30: Ingreso por la venta de electricidad [€]

6.3.2 Coste del gas natural

Mes	Consumo de gas natural (kWh)	Importe (€)
Enero	712485,48	27316,69
Febrero	643535,28	24673,14
Marzo	712485,48	27316,69
Abril	689502,08	26435,51
Mayo	712485,48	27316,69
Junio	689502,08	26435,51
Julio	712485,48	27316,69
Agosto	712485,48	27316,69
Septiembre	689502,08	26435,51
Octubre	601183,80	23049,39
Noviembre	689502,08	26435,51
Diciembre	712485,48	27316,69
TOTAL	8277640,31	317.364,73

Tabla 31: Consumo y coste del gas natural (€)

La menor eficiencia energética (desaprovechamiento de calor residual) junto al mayor grado de carga del motor a lo largo de todo el año se traduce en unos costes del combustible superiores a los del caso de máxima eficiencia energética.

6.3.3 Ahorro económico anual en términos monetarios de la instalación de trigeneración respecto de la convencional

Utilizando los mismos valores que en el apartado anterior **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** para los precios de la electricidad y del gas natural, se procede a calcular los ahorros económicos y energéticos que supone la instalación de trigeneración operando al rendimiento eléctrico equivalente mínimo que marca la normativa, respecto a una instalación convencional cubriendo las mismas demandas de energía eléctrica y térmica separadamente.

De donde se desprende que en esta nueva condición de operación se ingresa anualmente en términos de intercambios eléctricos con la red 84.708,09€ frente a los 206,53€ que se ingresaba en la condición de máxima eficiencia.

Y en términos de combustible esto supone un gasto un 15.65% superior respecto al caso de máxima eficiencia, ya que el gas natural cuesta en esta condición de operación 317.364.73€ anuales frente a los 267.688,17€ anteriores.

Analizando todos los datos anteriores tenemos:

Concepto	Cantidad (€)
Total ingresos por la venta de electricidad	84.708,09
Total gastos por la compra de electricidad	0
Total gastos por la compra de gas natural	317.364,73
TOTAL gastos netos de la instalación	232.656,64

Tabla 32: Coste neto anual de la energía (€) en la instalación de trigeneración

Por lo tanto en esta condición de operación la instalación cuesta en términos de coste energético 232.656,64€ frente a los 267.481,64€ de la condición de máxima eficiencia.

Demostrándose de este modo que dada la legislación actual se maximiza el beneficio económico y por tanto se minimiza el periodo de amortización de la inversión operando al mínimo rendimiento eléctrico equivalente que me marca la normativa.

Finalmente calculamos el ahorro económico anual en términos de energía respecto de la instalación convencional. Tal y como se calculó en el anterior apartado “6.2.3 Ahorro económico anual en términos monetarios de la instalación de trigeneración respecto de la convencional” vemos que los costes anuales ascienden a **567.157,48€/año** para el caso convencional y los costes de la instalación de trigeneración operando en este modo de REEmin a **232.656,64€/año**, esto es un 58,98% menos anualmente.

Lo anterior supone un ahorro de **334.500,84€/año**.

6.4 Análisis de la viabilidad económica de la instalación

6.4.1 Presupuesto

El elemento propulsor de la instalación es el que tiene el mayor peso dentro del presupuesto siendo este, el motor alternativo de gas natural *MWM TCG 2016 V08* valorado en 450.000 dólares estadounidenses lo cual supone 331.835,16€¹⁵⁸.

Para determinar los restantes costes de los diferentes elementos que integraran la instalación se hará uso de las siguientes tablas.

¹⁵⁸ Fuente: http://www.alibaba.com/corporations/genset_gas_natural_mwm.html
375.000\$ (1€= 1,356095\$)

Cost Component	System 1	System 2	System 3	System 4	System 5
Nominal Capacity (kW)	100	300	1,000	3,000	5,000
<i>Cost (\$/kW)</i>					
Equipment					
Genset Package	620	420	440	520	530
Heat Recovery	incl.	180	90	65	40
Pretreatment Equipment	2,400	1,100	1,000	950	900
Interconnect/Electrical	250	150	100	75	65
Total Equipment	3,270	1,850	1,630	1,610	1,535
Labor/Materials	450	350	260	230	220
Total Process Capital	3,720	2,200	1,890	1,840	1,755
Project and Construction and Management	85	75	65	65	60
Engineering and Fees	80	75	60	50	50
Project Contingency	45	40	35	30	30
Total Plant Cost (\$/kW)	\$3,930	\$2,390	\$2,050	\$1,985	\$1,895

Tabla 33: Costes típicos de una instalación de cogeneración con motor alternativo propulsado por gas¹⁵⁹.

Y para determinar los costes del equipo de absorción:

Table 1 – Chiller Selection Criteria

	Centrifugal	Reciprocating	Rotary	Absorption
Description	Variable-volume compression using centrifugal force	Piston-type compression, suitable for small and variable loads	Positive displacement compression using two machined rotors	Uses heat in the cycle instead of mechanical compression
Initial cost (per Ton ¹ of cooling)	\$500–\$700	\$450–\$600	\$500–\$800	\$1,000–\$1,400
Maintenance cost	Medium	Higher	Lower	Lower
Appropriate size (Tons of cooling)	90–1000	3–100	20–2000	100–5000
Space requirements, noise, vibration	Small, high-pitched noise, no vibration	Large, high noise and vibration	Small, quiet, no vibration	Large, low noise and vibration

¹ One Ton of cooling = 12 000 Btu/hr or 3.5 kW of cooling output.

¹⁵⁹ Correspondientes a Septiembre 2007, Fuente: “Characterization of the Installed Costs of Prime Movers using Gaseous Opportunity Fuels” Energy Efficiency and Renewable Energy U.S. Department of Energy Washington, DC

Tabla 34: Costes típicos y características de distintos modos de refrigeración¹⁶⁰.

Por lo tanto de la tabla anterior podemos estimar el coste de la máquina de absorción como de 1400\$ por cada 3,5kW de potencia de refrigeración, y como la máquina de absorción escogida tiene una potencia nominal de 316kW resulta:

$$\frac{1400\$}{3,5kW} \cdot 316kW = 126.400\$$$

Este dato anterior representa una estimación del coste para el año 2002, y por lo tanto es necesario actualizar su valor al año actual (enero 2014). Teniendo en cuenta que el IPC ha variado un 34,3%¹⁶¹ desde esa fecha, se tiene una estimación final para el precio de la máquina de absorción de:

$$126400\$ \cdot 1.343 \frac{1\text{€}}{1,356095\$} = 125.179,43\text{€}$$

Otros costes a tener en cuenta según la anterior Tabla 33 son:

- Recuperadores de calor estimados en 180\$/kW.
- Equipos eléctricos para la conexión a la red, 150\$/kW.
- Trabajo y materiales, 350\$/kW.
- Proyecto, construcción y asesoramiento, 75\$/kW.
- Ingeniería y tasas, 75\$/kW.
- Eventualidades del proyecto, 45\$/kW

Nótese que el coste del equipo de pretratamiento¹⁶² no es necesario como consecuencia de que el motor se alimentará con gas natural canalizado y por tanto no es necesario ningún tratamiento del combustible al tratarse de uno limpio.

Teniendo en cuenta que los costes anteriores corresponden a Septiembre de 2007 y actualizándolos a Enero 2014 con el dato del IPC de 12,4%. Y también introduciendo el dato de la potencia nominal de la planta de 400kW_e estimamos los costes totales como:

- Recuperadores de calor
$$\frac{180\$}{kW} \cdot 1,124 \cdot 400kW \frac{1\text{€}}{1,356095\$} = 59.677,23\text{€}$$
- Equipos eléctricos para la conexión a la red
$$\frac{150\$}{kW} \cdot 1,124 \cdot 400kW \frac{1\text{€}}{1,356095\$} = 49.731,03\text{€}$$
- Trabajo y materiales, 350\$/kW.

¹⁶⁰ Correspondientes al año 2002 Fuente: “Choosing a High-Efficiency Chiller System” The Office of Energy Efficiency of Natural Resources Canada strengthens and expands Canada’s commitment to energy efficiency in order to help address the challenges of climate change.

¹⁶¹ Fuente: Instituto Nacional de Estadística INE <http://www.ine.es/varipc/>

¹⁶² Necesario cuando el motor se alimenta con biogás, gas de vertedero, gas de mina o cualquier otro combustible sin un alto grado de limpieza.

$$\frac{350\$}{kW} \cdot 1,124 \cdot 400kW \frac{1€}{1,356095\$} = 116.039,07€$$

- Proyecto, construcción y asesoramiento

$$\frac{75\$}{kW} \cdot 1,124 \cdot 400kW \frac{1€}{1,356095\$} = 24.865,51€$$

- Ingeniería y tasas, 75\$/kW

$$\frac{75\$}{kW} \cdot 1,124 \cdot 400kW \frac{1€}{1,356095\$} = 24.865,51€$$

- Eventualidades del proyecto

$$\frac{45\$}{kW} \cdot 1,124 \cdot 400kW \frac{1€}{1,356095\$} = 14.919,31€$$

Como ya se ha comentado a lo largo del proyecto dadas las condiciones de operación de la instalación estas calderas no contribuyen a atender la demanda, no obstante se ha optado por su instalación ya que al tratarse de un hospital (instalación crítica) se necesitan equipos de respaldo cuando se proceda a la parada de la instalación de cogeneración para labores de mantenimiento o incluso avería de la misma.

El coste de cada caldera según el catalogo del fabricante¹⁶³ es de 28.217€ por unidad en el año 2013, que actualizando el precio a Enero 2014 según el dato del IPC de 0.2% obtenemos:

$$\frac{28.217€}{unidad} \cdot 3und \cdot 1,002 = 84.820,30€$$

Por lo tanto el presupuesto final en euros queda:

Módulo de cogeneración	331.835,16
Máquina de absorción	125.179,43
Recuperadores de calor	59.677,23
Equipos eléctricos	49.731,03
Trabajos y materiales	116.039,07
Proyecto construcción y asesoramiento	24.865,51
Ingeniería y tasas	24.865,51
Eventualidades del proyecto	14.919,31
Calderas de condensación	84.820,30
TOTAL	831.932,55

Tabla 35: Presupuesto final de la instalación de trigeneración

¹⁶³Fuente: Catálogo del fabricante Buderus marca perteneciente a la división Bosch Termotecnia del Grupo Bosch "Catalogo Tarifa General 2013".

http://www.buderus.es/files/201306281141400.Buderus%20Tarifa%202013_ES.pdf

Nótese que en los presupuestos anteriores no se ha tenido en cuenta el coste de la red de distribución, fancoils, torres de refrigeración, etc... ya que el hospital cuenta actualmente con esta instalación.

6.4.2 Métodos de análisis de inversiones

En este apartado se establecerán los criterios adecuados para determinar si la inversión es atractiva o no para el hospital desde el punto de vista financiero.

6.4.2.1 Valor actual neto VAN

Es un procedimiento que permite calcular el valor presente y actual de un determinado número de flujos de caja futuros esperados y originados por una inversión inicial. El cálculo consiste en determinar al momento actual (actualizar mediante un tipo de interés anual¹⁶⁴) todos los flujos de caja (cash-flow) futuros. De este modo se puede determinar si se va a recuperar la inversión inicial, en cuanto tiempo y si se va a obtener un beneficio futuro.

Responde a la siguiente expresión:

$$VAN = -I_0 + \sum_{k=1}^n \frac{A_k}{(1+t)^k} - \sum_{k=1}^n \frac{M_k}{(1+t)^k}$$

$$VAN = -I_0 + \sum_{k=1}^n \frac{CF_k}{(1+t)^k}$$

Dónde:

- I_0 es la inversión inicial desembolsada.
- A_k es el ahorro en combustible del periodo k , viene a representar un ingreso.
- M_k es el coste de mantenimiento del periodo k .
- CF_k es el flujo de caja neto del periodo k .
- “ n ” es el número de periodos totales considerados.
- “ t ” es el tipo de interés anual del dinero, en España en los últimos años se situó en el 4%¹⁶⁵ de media.

¹⁶⁴ Este valor ha de ser superior al tipo de interés que ofrece los distintos productos financieros o letras y bonos del Estado (inversiones de bajo riesgo) ya que de lo contrario el proyecto no resultaría atractivo a posibles inversores.

¹⁶⁵ Fuente: Banco de España http://www.bde.es/clientebanca/tipo/referencia/otros_legal.htm

En cuanto a los gastos de mantenimiento anuales que se deben de considerar para una planta de este tipo, estos se pueden estimar en torno a $0,012\text{€/kWh}_e$ ¹⁶⁶.

Sabiendo que la generación neta eléctrica de la planta para el caso de operación ajustada a la demanda de calor y al REE mínimo ha sido respectivamente:

$$\sum \left[\overline{(W_{ne_{ma}} \cdot \text{diasmes} \cdot 24\text{hr})} \right] = 2.783 \times 10^6 \text{ kW}\cdot\text{hr}$$

$$\sum \left[\overline{(W_{ne_{ma}} \cdot \text{diasmes} \cdot 24\text{hr})} \right] = 3.45 \times 10^6 \text{ kW}\cdot\text{hr}$$

Por tanto estos gastos de mantenimiento ascienden a:

$$2,783 \cdot 10^6 \text{ kWh} \cdot \frac{0.012\text{€}}{\text{kWh}} = 33.396\text{€/año}$$

$$3,45 \cdot 10^6 \text{ kWh} \cdot \frac{0.012\text{€}}{\text{kWh}} = 41.400\text{€/año}$$

6.4.2.2 Tasa interna de rentabilidad TIR

Representa la rentabilidad que el proyecto ofrece para un posible inversor, este valor debe tener un coste de oportunidad superior al de productos financieros de poco riesgo (letras del tesoro, depósitos en entidades bancarias...), ya que de lo contrario un potencial inversor elegiría invertir su capital en otras inversiones que le proporcionen mayor rentabilidad.

Igualando en la expresión del apartado anterior el VAN a 0 se obtiene la tasa de interna de rentabilidad del proyecto.

Por tanto, teniendo en cuenta que la vida útil de una instalación de este tipo ronda los 20 años. Y que después de cada 64.000h (7,3 años) de funcionamiento del motor se debe hacer un “*major overhaul*” (revisión general) y a las 32.000h (3,65 años) una inspección de los cilindros y de la culata¹⁶⁷, estimados su coste en el 50% y 20% respectivamente del precio del motor.

Nótese que si la máquina de absorción y los intercambiadores de calor están bien fabricados y por tanto no presentan ningún problema de corrosión, estos elementos no requerirán ningún tipo de mantenimiento u operación especial que suponga un coste elevado que tenga que considerarse separadamente.

¹⁶⁶ Fuente: Fundación Asturiana de la Energía (FAE).

¹⁶⁷ Service Intervals <http://www.mwm.net/en/products/gas-engines-power-generators/tcg-2016/>

Vamos a determinar en primer lugar el TIR que proporciona la instalación para dicho periodo de vida útil, considerando para ello los dos diferentes casos de operación de la instalación.

➤ **Operación adaptada a la demanda de calor total.**

Descontamos primeramente los costes de mantenimiento del ahorro anual en combustible para obtener los flujos de caja netos en cada periodo.

Periodo	Ingreso	Mantenimiento	Costes excepcionales ¹⁶⁸	Flujo de caja neto
1	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
2	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
3	299.675,84	33.396,00	66.367,03	199.912,81
4	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
5	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
6	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
7	299.675,84	33.396,00	165.917,58	100.362,26
8	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
9	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
10	299.675,84	33.396,00	66.367,03	199.912,81
11	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
12	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
13	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
14	299.675,84	33.396,00	165.917,58	100.362,26
15	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
16	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
17	299.675,84	33.396,00	66.367,03	199.912,81
18	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
19	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84
20	299.675,84	33.396,00	0,00	266.279,84

Tabla 36: Flujos de caja netos, operación adaptada a la demanda de calor [€].

Con los valores de los flujos de cajas correspondientes a la tabla anterior se calcula la tasa interna de rentabilidad igualando el valor actual neto a cero.

Por lo tanto se obtiene un $TIR = 14\%$, este valor anterior confirma que se trata de un proyecto empresarial muy rentable como ya se ha comentado en la introducción del proyecto y que supone además un retorno de la inversión equiparable a unos tipos de interés elevados y muy atractivos para potenciales inversores¹⁶⁹.

¹⁶⁸ Correspondientes a las revisiones y mantenimientos periódicos del motor.

¹⁶⁹ Comparando este valor de TIR obtenido anteriormente con una inversión típica de bajo riesgo como son las letras y bonos del estado (inversión en deuda pública) se aprecia mejor la alta rentabilidad de la

Suponiendo un valor residual nulo de la instalación al final de su vida útil (se estima el valor residual como equiparable y del orden de magnitud de los costes de desmantelamiento), el valor del VAN asciende a:

$$VAN = 2.427.094,09\text{€}$$

➤ **Rendimiento eléctrico equivalente mínimo:**

Para este segundo modo de operación de la instalación contemplado, se determinará en primer lugar los flujos de caja al igual que en el caso anterior tal y como sigue:

Periodo	Ingreso	Mantenimiento	Costes excepcionales ¹⁷⁰	Flujo de caja neto
1	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
2	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
3	334.500,84	41.400,00	66.367,03	226.733,81
4	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
5	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
6	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
7	334.500,84	41.400,00	165.917,58	127.183,26
8	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
9	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
10	334.500,84	41.400,00	66.367,03	226.733,81
11	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
12	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
13	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
14	334.500,84	41.400,00	165.917,58	127.183,26
15	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
16	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
17	334.500,84	41.400,00	66.367,03	226.733,81
18	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
19	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84
20	334.500,84	41.400,00	0,00	293.100,84

Tabla 37: Flujos de caja netos, operación al REE mínimo [€].

Estos valores de la tabla anterior proporcionan un valor para la tasa interna de rentabilidad:

$$TIR = 15\%$$

instalación, ya que por ejemplo las obligaciones a 15 años se situaron en un 3,514% (Junio 2014) Fuente: Tesoro Público <http://www.tesoro.es/>

¹⁷⁰ Correspondientes a las revisiones y mantenimientos periódicos del motor.

Por lo tanto este segundo modo de operación resulta incluso más atractivo desde el punto de vista económico, al proporcionar un interés mayor a los inversores.

Por último el valor actual neto es de:

Dato también superior respecto al valor del apartado anterior como consecuencia de tenerse unos flujos de caja superiores en este modo de operación al REE mínimo.

6.4.3 Conclusiones sobre el análisis económico

En la siguiente gráfica se observa el valor actual neto correspondiente a los dos modos de operación contemplados en el presente proyecto, es decir, de los flujos de caja acumulados a lo largo de toda la vida útil de la instalación.

También se aprecia que el periodo de recuperación de la inversión (pay back) se sitúa para ambas condiciones de operación en 4 años aproximadamente. Esto es, a partir del cuarto año desde la fecha de puesta en marcha de la instalación, esta ya está amortizada y se empieza a generar un beneficio económico año tras año.

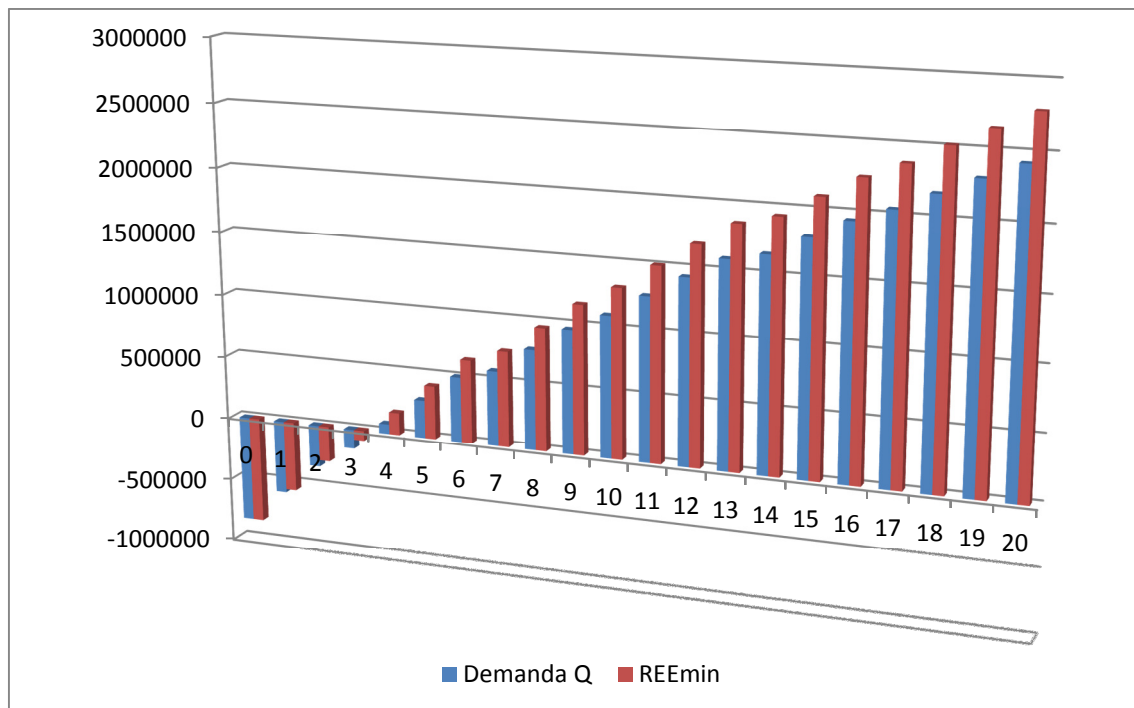


Gráfico 55: Flujos de caja acumulados durante los 10 primeros años [€].

7. Estudio de impacto ambiental

En apartados anteriores ya se ha analizado separadamente la tasa de ahorro en las emisiones de CO₂ de la instalación para cada modo de funcionamiento respecto al modelo convencional de generación de electricidad, calor y frío (refrigeración).

No obstante resulta interesante representar en una misma gráfica ambas magnitudes.

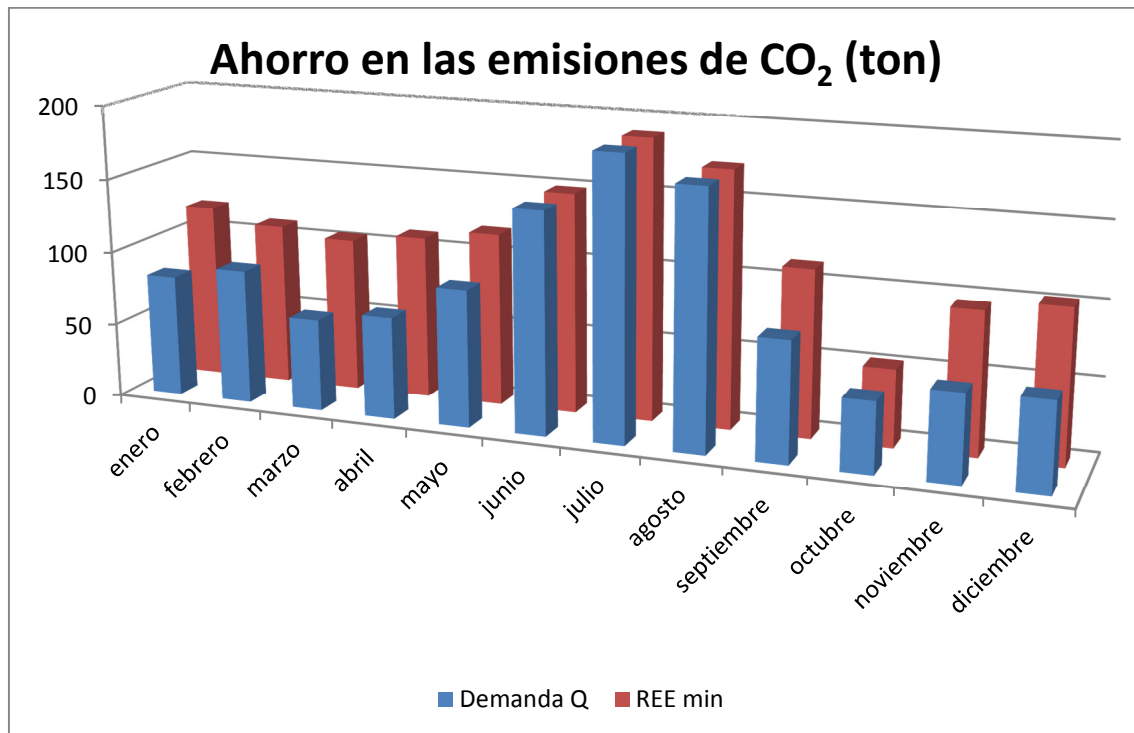


Gráfico 56: Ahorro en las emisiones de CO₂ de los dos modos de operación [toneladas]

Donde se aprecia una vez más que durante el periodo estival se da el mayor ahorro en las emisiones de dióxido de carbono, como consecuencia de aprovechar el calor residual del motor utilizando la máquina de absorción para cubrir la demanda de refrigeración.

Esto supone un ahorro anual total en las emisiones de:

- 1153,274 toneladas de CO₂ para el caso de funcionamiento ajustado a la demanda de calor.
- 1432,103 toneladas de CO₂ para el caso de funcionamiento al REE mínimo.

Hay que hacer notar que a pesar de suponer la operación al rendimiento eléctrico equivalente mínimo un caso menos eficiente ya que se desaprovecha calor residual, se logra un mayor ahorro en las emisiones como consecuencia de no consumir electricidad de la red. Puesto que como ya se comentó en apartados anteriores, el kWh de

electricidad producido en la red eléctrica tiene una tasa de emisiones mayor que el producido por la instalación.

Representando los valores de la tabla anterior en tantos por ciento respecto al modelo convencional se tiene:

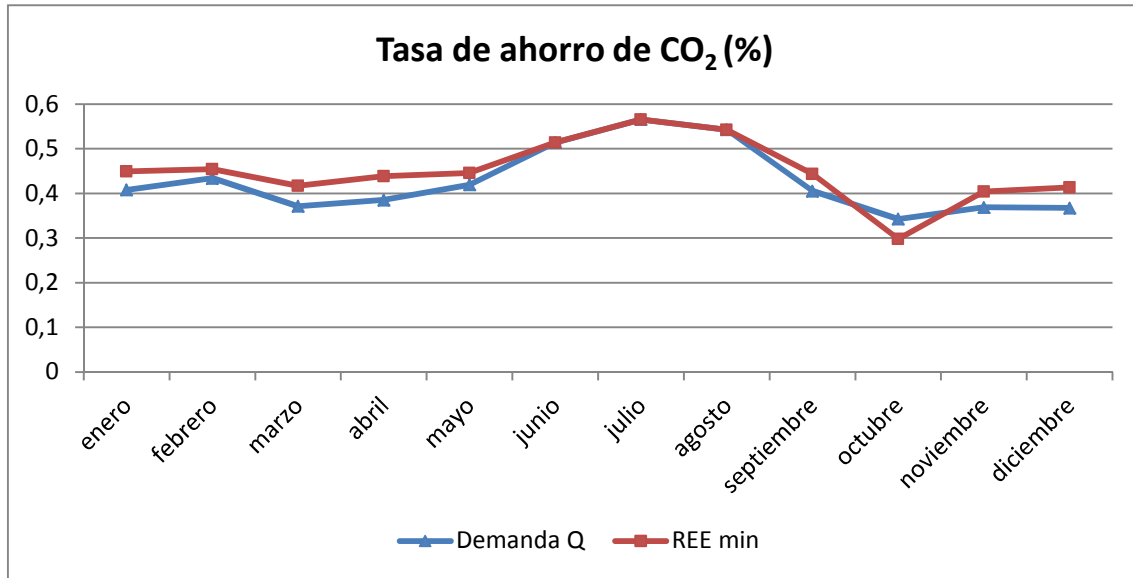


Gráfico 57: Tasa de ahorro de CO₂ para los dos modos de operación [%]

De donde se desprende que se logran reducciones en las emisiones de CO₂ incluso superiores al 50% durante los meses de verano.

También hay que contabilizar los valores absolutos en las emisiones de CO₂ de la instalación de trigeneración correspondientes al motor alternativo, esto es:

$$F_{m_{ma}} \cdot R_{CO_2gn} \cdot \tau$$

Para ambos modos de operación se recoge en el siguiente gráfico.

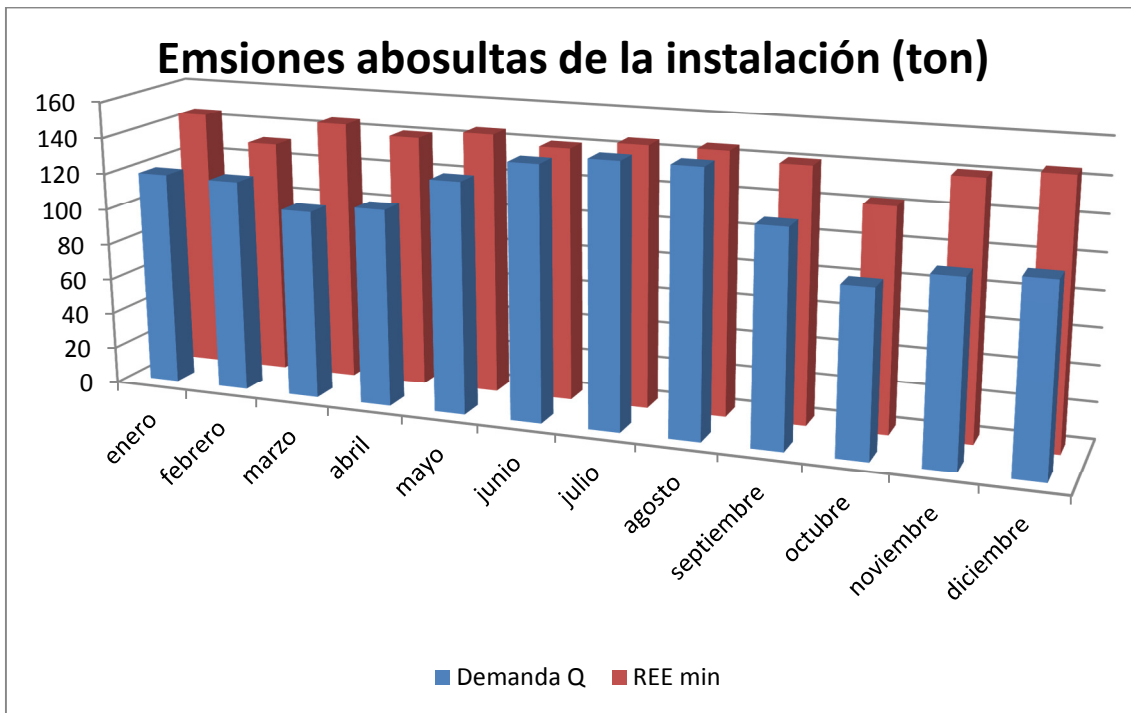


Gráfico 58: Emisiones de CO₂ de la instalación de trigeneración

8. Conclusiones

Dadas las demandas energéticas concretas de un hospital de tamaño medio, como es el caso del descrito en el presente proyecto, una de las principales conclusiones que se pueden desprender del mismo, es que la cogeneración debe ser una alternativa muy atractiva e importante a tener en cuenta para su uso en este tipo de instalaciones que son grandes consumidores de energía.

Todos los cálculos y variables desarrollados a lo largo del presente proyecto son favorables a la utilización de la cogeneración en la instalación descrita. Ya que el uso de esta supone significativos ahorros en la factura energética y un menor impacto medioambiental.

Si extrapolamos estos resultados a un marco más amplio se puede razonar que esta tecnología resulta clave para conseguir un uso más eficaz y racional de los recursos energéticos y por tanto una mayor independencia energética del país respecto del exterior. Todo esto repercutiendo favorablemente en la economía, haciéndola más competitiva disminuyendo la intensidad energética del país.

A pesar del actual marco legal bastante restrictivo en España (no solo para la cogeneración sino para todas las renovables), hecho que por otro lado no se comprende muy bien ya que otros países del entorno de la UE como cabe citar el caso de Alemania (país que ya cuenta con una gran competitividad de su industria) se han propuesto llegar al 25% de cogeneración para el año 2020. Lo que demuestra una gran apuesta de futuro del país por esta tecnología.

Por lo tanto no solo a pesar de suprimirse las primas y el complemento por eficiencia, sino incluso por la implantación de peajes para el acceso a la red eléctrica, la cogeneración sigue siendo muy rentable y atractiva económicamente en base gracias al gran ahorro energético que supone por su eficiencia dados los altos precios actuales de la energía. También tal y como se ha demostrado en el apartado de estudio económico del presente proyecto, dados los altos valores de la tasa de retorno de la inversión obtenida para esta clase de instalación de trigeneración en un hospital, resulta una inversión atractiva para posibles inversores pero que ante un marco legal cambiante y restrictivo que no garantice la estabilidad suficiente para transmitir seguridad y garantías de recuperar la inversión inicial y un beneficio futuro no termina de resultar suficientemente tentador para los inversores. Los cuales son claves en este tipo de instalaciones dado el gran desembolso inicial necesario. La otra alternativa de financiación sería un crédito bancario.

Por último, ante la gran cantidad de fuentes, artículos y trabajos consultados, así como al magnífico trabajo desempeñado por mi tutor resolviéndome todas las dudas e inquietudes que me han ido surgiendo durante la realización del presente proyecto,



puedo decir finalmente si tuviera que dar mi criterio; *“La cogeneración es una gran opción y alternativa de futuro a tener en cuenta dadas todas las tecnologías actuales para la generación de electricidad, calor y frío”*.

9. Bibliografía

Datos facilitados por el propio hospital sobre; consumos eléctricos, térmicos así como cargas térmicas de calefacción, refrigeración y consumo de ACS. Estos datos tienen carácter mensual y corresponden al año 2012.

Comisión Europea EUROSTAT

<http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/>

Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Comunidad de Madrid, “Guía de la Cogeneración año 2010” <http://www.fenercom.com/>

IDAE [*Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*](#) “Análisis del Potencial de Cogeneración de alta eficiencia en España 2010-2015-2020”.

Technical information from Cummins Power Generation; “Lean-burn engine technology increases efficiency, reduces NOx emissions”.

<http://www.cumminspower.com/www/literature/technicalpapers/PT-7009-LeanBurn-en.pdf>

Performance of a LiBr water absorption chiller operating with plate heat exchangers “M. de Vega, J.A. Almendros-Ibañez, G. Ruiz” Universidad Carlos III de Madrid. Equipos de enfriamiento “Antonio Fernández Regueiro” Baltimore aircoil Company.

IDAE [*Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*](#) “Guía Técnica Torres de Refrigeración”.

AEMET “Agencia Estatal de Meteorología” <http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos>

ASHRAE <https://www.ashrae.org/> “Chapter 39 Cooling Towers”.

Energy conservation using free cooling “Engineered Systems”; Sep 1998 ProQuest Research Library pg. 96.

Performance improvement of a 70 kWe natural gas combined heat and power (CHP) system X.L. Zhao, L. Fu, S.G. Zhang, Y. Jiang, H. Li “Tsinghua University”, Beijing 100084, PR China.

Performance of an innovative 120 kWe natural gas cogeneration system “M. Badamia, A. Casettia, P. Campanileb, F. Anziosob” Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino, Italy.

Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy T.S. Kim*, S.H. Hwang Department of Mechanical Engineering, Inha University, 253 Yonghyun-Dong, Nam-Gu, Incheon 402-751, South Korea.

“Real Decreto-ley 1/2012, de 27 de enero”, por el que se procede a la suspensión de los procedimientos de preasignación de retribución y a la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos.
<http://www.boe.es/boe/dias/2012/01/28/pdfs/BOE-A-2012-1310.pdf>

“Real Decreto-ley 2/2013, de 1 de febrero, de medidas urgentes en el sistema eléctrico y en el sector financiero”
http://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2013-1117

COGEN España “EL RD LEY 1/2012 Y LA COGENERACIÓN”.
<http://www.cogenspain.org/>

“Código Técnico de la Edificación CTE sección HE4”.
http://www.codigotecnico.org/cte/export/sites/default/web/galerias/archivos/documento_sCTE/DB_HE/DBHE-2013-11-08.pdf

“Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial”
<http://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-10556>

“Orden IET/221/2013, de 14 de febrero”, por la que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2013 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial. <http://www.boe.es/boe/dias/2013/02/16/pdfs/BOE-A-2013-1698.pdf>

“Real Decreto 865/2003, de 4 de julio” por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
<http://www.boe.es/boe/dias/2003/07/18/pdfs/A28055-28069.pdf>

Catálogo del fabricante CARRIER, Enfriadoras alternativas de condensación por agua 30HR,HS 091-280 <http://www.carrier.es/>

Emission characterization and evaluation of natural gas-fueled cogeneration microturbines and internal combustion engines Aldo Canova, Gianfranco Chicco, Giuseppe Genon, Pierluigi Mancarella”.

Catálogo del fabricante MWM Gas engine TCG 2016 V08 C
<http://www.mwm.net/en/products/gas-engines-power-generators/tcg-2016/>

Catálogo del fabricante Buderus marca perteneciente a la división Bosch Termotecnia del Grupo Bosch “Catalogo Tarifa General 2013”.
http://www.buderus.es/files/201306281141400.Buderus%20Tarifa%202013_ES.pdf

IDAE *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía* “Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia”.

REE “Red Eléctrica de España” <http://www.ree.es/es/>

IDAE [*Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*](#) “Guía técnica, diseño de centrales de calor eficientes”.

Servicio de Fomento del Medio Ambiente y lucha frente al Cambio Climático,
Dirección General de Medio Ambiente, Región de Murcia.

<http://www.rsco2.es/fichas/sanitaria.htm>

Catálogo del fabricante “*Grupo Nova Energía*” Maquinas de absorción por agua caliente <http://www.gruponovaenergia.com/docs/absorcion/catalogo-tecnico-maquina-absorcion-agua-caliente.pdf>

IDAE [*Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*](#) “Guía Técnica de Instalaciones de climatización por agua”.

“El País Economía”, Incremento acumulado del precio de la luz durante los últimos años http://elpais.com/elpais/2013/12/17/media/1387305009_225956.html

<http://petromercado.com/precio-actualizado-combustibles/precio-gasoil-de-calefaccion.html>

Apuntes de la carrera, asignatura “Instalaciones fluidotérmicas”.

Apuntes de la carrera, asignatura “Calor y Frio industrial”.

Apuntes de la carrera, asignatura “Motores Térmicos”.

Apuntes de la carrera, asignatura “Sistemas Térmicos”.

Apuntes de la carrera, asignatura “Ingeniería Energética”.

Apuntes de la carrera, asignatura “Ingeniería Térmica y de Fluidos”.



10. Anexos

ANEXO 1

Technical data 50 Hz – Natural gas applications

$\text{NO}_x \leq 500 \text{ mg/m}_3^{11}$

Minimum methane number MN 80
dry exhaust manifolds

Engine type		TCG 2016 V08 C	TCG 2016 V12 C	TCG 2016 V16 C
Engine power ²⁾	kW	415	620	827
Speed	min ⁻¹	1500	1500	1500
Mean effective pressure	bar	19.0	18.9	18.9
Exhaust temperature	approx. °C	440	457	455
Exhaust mass flow wet	approx. kg/h	2159	3257	4312
Combustion air mass flow ²⁾	approx. kg/h	2089	3152	4172
Combustion air temperature minimum/design	°C	20/25	20/25	20/25
Ventilation air flow ²⁾	approx. kg/h	12192	16313	21324

Engine parameters		TCG 2016 V08 C	TCG 2016 V12 C	TCG 2016 V16 C
Bore/stroke	mm	132/160	132/160	132/160
Displacement	dm ³	17.5	26.3	35.0
Compression ratio		12.0 : 1	12.0 : 1	12.0 : 1
Mean piston speed	m/s	8.0	8.0	8.0
Lube oil content ⁴⁾	dm ³	70	100	135
Typical mean lube oil consumption ⁵⁾	g/kWh	0.20	0.20	0.20

Generator		TCG 2016 V08 C	TCG 2016 V12 C	TCG 2016 V16 C
Efficiency ⁴⁾	%	96.5	96.7	96.8

Energy balance		TCG 2016 V08 C	TCG 2016 V12 C	TCG 2016 V16 C
Electrical power ⁴⁾	kW	400	600	800
Jacket water heat	± 8% kW	206	317	409
Intercooler LT heat ⁷⁾	± 8% kW	25	39	56
Exhaust cooled to 120 °C	± 8% kW	221	337	446
Engine radiation heat	kW	19	23	30
Generator radiation heat	kW	15	20	26
Fuel consumption ⁸⁾	+ 5% kW	948	1430	1891
Electrical efficiency	%	42.2	42.0	42.3
Thermal efficiency	%	45.0	45.7	45.2
Total efficiency	%	87.2	87.7	87.5

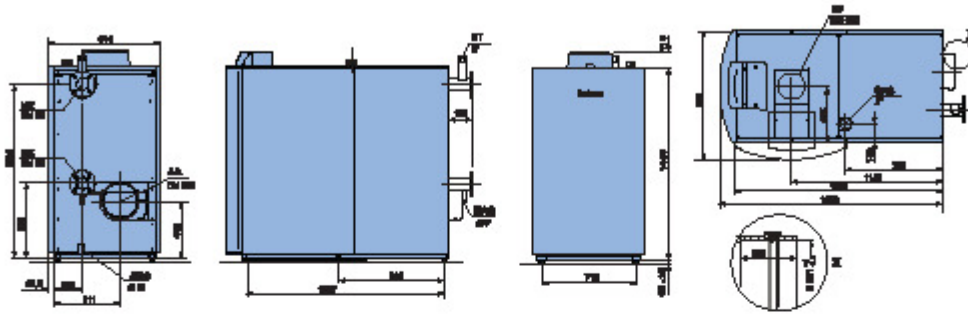
System parameters		TCG 2016 V08 C	TCG 2016 V12 C	TCG 2016 V16 C
Engine jacket water flow rate min./max.	m ³ /h	16/30	32/47	44/60
Engine K_{vs} -value ⁹⁾	m ³ /h	30.8	37.0	39.0
Intercooler coolant flow rate	m ³ /h	8	10	10
Intercooler K_{vs} -value ⁹⁾	m ³ /h	10.4	10.4	10.4
Engine jacket water volume	dm ³	28	43	56
Intercooler coolant volume	dm ³	5	5	5
Engine jacket water temperature max. ¹⁰⁾	°C	84/91	84/91	84/91
– with glycol ¹⁰⁾	°C	[84/91]	[84/91]	[84/91]
Intercooler coolant temperature ¹⁰⁾	°C	40/42.8	40/43.5	40/45.0
Exhaust backpressure min./max.	mbar	30/50	30/50	30/50
Maximum pressure loss in front of air cleaner	mbar	5	5	5
Gas flow pressure, fixed between (pressure variation +/- 10%) ¹¹⁾	mbar	20...200	20...200	20...200
Starter battery 24 V, capacity required	Ah	143	143	286

ANEXO 2

Caldera de condensación a gas con quemador modulante

Logano plus GB402

Datos técnicos GB402



Conexiones

AA – Salida de gases de escape
AKO – Salida de condensados
EV – Entrada de aire de combustión
(solo para funcionamiento estanco)
GAS – Conexión de gas

MAG – Posibilidad de conexión del vaso de expansión para proteger la caldera individual
RK – Conexión de retorno de la caldera
ST – Conexión de la válvula de seguridad o del grupo de seguridad
VK – Conexión de impulsión de la caldera

Tipos		320	395	470	545	620
Potencia útil	a 50/30 °C ¹⁾	66,7 – 320	80,5 – 395	95,6 – 468,2	113 – 545	127,4 – 621,4
	a 80/60 °C	58,9 – 297,2	72,6 – 367,4	85,2 – 435,8	100,7 – 507	114,9 – 577,1
Potencia nominal		61 – 304,8	75,2 – 376,2	89,5 – 447,6	103,8 – 519	118 – 590
(Largo/Ancho/Alto)		1740 x 781 x 1542				
Peso neto de la caldera		410	438	465	493	520
Contenido de agua		47,3	53,3	59,3	65,3	75,3
Resistencia del lado del agua con un salto térmico de 20 K		99	105	95	108	113
Temp. de humos a 50/30 °C	Carga total	45				
	Carga parcial	30				
Temp. de humos a 80/60 °C	Carga total	65				
	Carga parcial	58				
Caudal másico de humos	Carga total/parcial	142,4/28,7	174,5/36,8	207,1/40,6	240,6/48	271,9/53,2
Contenido CO ₂		9,1				
Presión disponible del ventilador		100				
Consumo eléctrico	Carga total/parcial	445/42	449/45	487/42	588/45	734/49
Temperatura máxima de impulsión ²⁾		85				
Presión máxima de servicio		6				

1) Potencia útil superior a la nominal en sistemas 50/30°C debido a la ganancia en régimen de condensación
2) Limitador de temperatura de seguridad STB a 100°C

ANEXO 3

Para el futuro de la energía y el medio ambiente

Máquina de absorción de simple efecto accionada por agua caliente

Datos de funcionamiento

Modelo HWAR - L Series	Unidad	L015	L030	L040	L060	L090	L075	L090	L110	L135	L155	L180	L210	L240	L270	L300				
Potencia frigorífica	kW	70	100	141	176	211	264	316	387	470	540	633	738	844	949	1000				
	usRT	19,9	30	40	50	60	75	90	110	135	155	180	210	240	270	300				
Agua enfriada	Temperatura ent./sal.	°C	12/7																	
	Caudal	m ³ /h	12	18,1	24,2	30,2	36,3	45,4	54,4	66,0	81,6	93,7	109	127	140	163	181			
	Caída de presión	mH ₂ O	6,9	4,9	5,1	9,7	10,6	10,4	11,0	9,6	10,6	9,6	9,7	9,8	9,6	10,3	10,6			
	Conexión	mm	60			80			100			125			150					
Agua de refrigeración	Temperatura ref./cal.	°C	29/34																	
	Caudal	m ³ /h	28,6	39,0	52,8	66,1	79,3	99,1	119	140	178	205	238	277	317	307	396			
	Caída de presión	mH ₂ O	5,3	6,3	6,6	12,6	14,0	10,9	7,2	10,8	11,6	11,3	11,9	11,0	10,0	10,9	10,6			
	Conexión	mm	60			100			125			150			200					
Agua caliente	Temperatura ent./sal.	°C	90/80																	
	Caudal	ton/h	8,3	8,4	11,2	14	16,8	21	25,2	30,8	37,8	43,4	50,4	58,8	67,2	70,6	84			
	Caída de presión de carcasa	m ³ /h	0,7	0,8	1,1	1,9	2,2	1,5	1,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6			
	Caída de presión válvula de control	mH ₂ O	0,7	2,1	3,8	2,2	3,2	5,0	7,1	4,3	2,5	3,3	4,5	2,4	3,2	4,0	5,0			
	Conexión	mm	80			60			80			100			100					
	Válvula de control	mm	40			60			65			80			100					
Electricidad	Suministro	-	3Ø, 400V, 50 Hz																	
	Bomba solución	kW (A)	1,2 (4,0)			1,5 (4,0)			2,0 (6,0)			2,4 (7,0)								
	Bomba refrigerante	kW (A)	0,2 (1,1)			0,3 (1,5)			0,4 (1,5)											
	Bomba de vacío	kW (A)	0,4 (1,5)																	
	Panel de control	kW (A)	0,2 (1,5)																	
Medidas	Total corriente	A	6,8			7,1			7,0			9,6			10,6					
	Largo (L)	mm	1.608			2.090			2.588			2.957			3.680			3.708		
	Ancho (W)	mm	1.075			1.077			1.096			1.244			1.472			1.495		
Peso	Alto(H)	mm	1.880																	
	mm	2.260																		
Espacio para cambio de tuberías	En vacío	ton	1,6	2,1	2,2	2,6	2,7	3,6	3,7	4,6	4,8	5,5	5,8	6,8	7,1	8,8	9,2			
	En carga	ton	1,8	2,3	2,5	2,9	3,1	4,1	4,2	5,2	5,5	6,4	6,8	7,9	8,4	10,4	10,9			
Volumen de agua de máquina	Circuito agua enfriada	ℓ	54	61	73	77	117	129	156	173	234	252	286	310	306	381				
	Circuito agua refrigeración	ℓ	140	181	187	198	312	344	432	480	644	698	715	786		993				
	Circuito agua caliente	ℓ	57	69	80	90	112	124	148	166	198	221	252	283	327	309				

Notas

1. La presión de trabajo de los circuitos de agua enfriada y de refrigeración se basan en 1,0MPa (150psig) y 1,6MPa (230psig) para el circuito de agua caliente.
2. El caudal del agua enfriada por usRT es 0,6048m³/h, 1,321m³/h para el agua de refrigeración y 0,280m³/h para el agua caliente.
3. Factor de ensuciamiento para absorbedor y condensador es 0,0001 m².h.⁰C/kcal, 0,0001 m².h.⁰C/kcal para evaporador y generador.
4. Está disponible como modelo adicional para agua caliente de alta temperatura (100-150°C)