

Trabajo de Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías
Industriales

Estudio termodinámico de la aplicación de un equipo
de desalación al sistema solar de concentración de
disco parabólico con microturbina de gas

Autor: Miguel Rollán Sánchez-Ramade

Tutores: David Sánchez Martínez, Lourdes García Rodríguez

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018



Trabajo de Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Estudio termodinámico de la aplicación de un equipo de desalación al sistema solar de concentración de disco parabólico con microturbina de gas

Autor:

Miguel Rollán Sánchez-Ramade

Tutores:

David Sánchez Martínez

Catedrático de Máquinas y Motores Térmicos

Lourdes García Rodríguez

Catedrática de Máquinas y Motores Térmicos

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Trabajo de Fin de Grado: Estudio termodinámico de la aplicación de un equipo de desalación al sistema solar de concentración de disco parabólico con microturbina de gas

Autor: Miguel Rollán Sánchez-Ramade

Tutores: David Sánchez Martínez
Lourdes García Rodríguez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

A mis padres.

Resumen

En este trabajo se estudia termodinámicamente la aplicación de una desaladora de agua de mar al sistema solar de concentración formado por un disco parabólico y una microturbina de gas. La desaladora se coloca en el escape de la turbina, aprovechando la energía térmica de los gases de escape que de otra forma se perdería. El sistema en su conjunto es capaz de proporcionar electricidad y agua dulce, constituyendo una aplicación potencialmente atractiva para localizaciones aisladas y subdesarrolladas. Se ha realizado un modelo matemático del sistema al completo, uniendo el de los distintos equipos y teniendo en cuenta los aspectos técnicos de sus componentes. Así mismo, se ha optimizado el diseño del sistema y se ha simulado su comportamiento. Los resultados de este trabajo son muy positivos, la aplicación del equipo de desalación mejora la eficiencia energética del sistema de un 19% a un 65%. En la optimización del diseño se obtiene un rendimiento de la microturbina de gas del 25,5% y un factor de rendimiento de 9,7 en la desaladora. Por otro lado, el sistema es capaz de producir entre 5,5 y 30 [kW] de potencia eléctrica y entre 200 y 1100 [L/h] de agua dependiendo del tamaño. Con la aplicación de la desaladora, se consigue además refrigerar los gases de escape desde una temperatura de 248 a 61 [°C] lo que da muestras de la gran cantidad de energía recuperada.

Índice

Resumen	ix
Índice	xi
Índice de Tablas	xiii
Índice de Figuras	xv
Notación	xvii
1 Introducción	1
2 CARACTERÍSTICAS Y MODELO MATEMÁTICO	7
2.1. <i>Concentrador solar</i>	7
2.2. <i>Receptor solar</i>	9
2.3. <i>Microturbina de gas</i>	11
2.4. <i>Desaladora de agua</i>	13
2.4.1. <i>Generador de vapor</i>	14
2.4.2. <i>Efecto 1</i>	15
2.4.3. <i>Efecto 2</i>	16
2.4.4. <i>Efecto 3,4,...,14</i>	17
2.4.5. <i>Condensador final</i>	17
2.4.6. <i>Eficiencia</i>	18
3 Parámetros de diseño	19
3.1 <i>Condiciones ambiente</i>	19
3.2 <i>Concentrador solar</i>	19
3.3 <i>Receptor solar</i>	20
3.4 <i>Microturbina de gas</i>	20
3.5 <i>Desaladora de agua</i>	21
4 Resultados	23
4.1 <i>Resultados para una TIT de 900 [°C]</i>	23
4.2 <i>Resultados para una TIT de 800 [°C]</i>	26
5 Conclusiones	31
Anexo A	33
Anexo B	35
Anexo C	37
Referencias	39

Índice de Tablas

Tabla 1. Propiedades ópticas de los materiales del receptor [40].	20
Tabla 2. Principales resultados con <i>TIT</i> de 900 [°C].	23
Tabla 3. Resultados del concentrador y del receptor solar con una <i>TIT</i> de 900 [°C].	24
Tabla 4. Resultados de la microturbina de gas con una <i>TIT</i> de 900 [°C].	24
Tabla 5. Resultados de la desalación con una <i>TIT</i> de 900 [°C].	26
Tabla 6. Principales resultados con una <i>TIT</i> de 800 [°C].	26
Tabla 7. Resultados del concentrador y del receptor solar con una <i>TIT</i> de 800 [°C].	28
Tabla 8. Resultados de la microturbina de gas con una <i>TIT</i> de 800 [°C].	28
Tabla 9. Resultados de la desalación con una <i>TIT</i> de 800 [°C].	29
Tabla 10. Optimización del efecto al que se introduce vapor externo además de al primero.	35
Tabla 11. Resultados exhaustivos de la desalación con una <i>TIT</i> de 900 [°C] (I).	37
Tabla 12. Resultados exhaustivos de la desalación con una <i>TIT</i> de 900 [°C] (II).	38

Índice de Figuras

Figura 1. Disco+mTG del proyecto OMSoP.	2
Figura 2. Esquema del disco+mTG del proyecto OMSoP.	2
Figura 3. Proyecto de una planta de desalación en Marruecos ([28]).	5
Figura 4. Evolución de la capacidad de desalación mundial a lo largo del tiempo ([27]).	5
Figura 5. Esquema 2D de la geometría de un concentrador solar de disco parabólico [32].	8
Figura 6. Variación de la relación de concentración con la distancia focal.	8
Figura 7. Distribución Gaussiana.	9
Figura 8. Mecanismos de transferencia de calor en el receptor solar [17].	10
Figura 9. Esquema del sistema y de la microturbina de gas en detalle [17].	12
Figura 10. Esquema de una desaladora MED con alimentación paralelo/cruzado [36].	14
Figura 11. Variación del rendimiento del concentrador y del receptor con el radio del receptor.	19
Figura 12. Potencia eléctrica y caudal de agua destilada con una <i>TIT</i> de 900 [°C].	23
Figura 13. Flujos energéticos (potencias térmica y eléctrica) del sistema con una <i>TIT</i> de 900 [°C].	25
Figura 14. Variación del rendimiento isentrópico del compresor y de la turbina y del rendimiento de la microturbina con el tamaño del sistema para una <i>TIT</i> de 900 [°C].	25
Figura 15. Comparación del rendimiento del sistema con una <i>TIT</i> de 800 [°C] y de 900 [°C].	27
Figura 16. Comparación de la potencia eléctrica producida con una <i>TIT</i> de 800 [°C] y de 900 [°C].	27
Figura 17. Comparación de la producción de agua dulce con una <i>TIT</i> de 800 [°C] y de 900 [°C].	27
Figura 18. Línea de Cordier a partir del mapa de Balje de un compresor ([44] y [46]).	33
Figura 19. Optimización del efecto al que se introduce vapor externo además de al primero.	35
Figura 20. Variación de la cantidad de destilado producido en cada efecto.	37
Figura 21. Variación de la temperatura y presión en cada efecto.	38

Notación

α	Absortividad
γ	Ángulo entre el cristal del receptor solar y el horizonte
A	Área
c_p	Calor específico
m	Caudal másico
k	Coefficiente de transferencia convectiva
σ	Constante de Stefan–Boltzman
R	Conversión
μ	Desviación estándar
D	Diámetro
ΔT	Diferencia de temperatura
F	Distancia focal
ζ	Eficiencia intercambiador
EPE	Elevación del punto de ebullición
ε	Emisividad
h	entalpía
FR	Factor de rendimiento
G	Flujo másico superficial
IND	Irradiación normal directa
I	Irradiancia
θ	Máximo ángulo de apertura
Nu	Número de Nusselt
PC	Pérdida convectiva
κ	Pérdida presión
PR	Pérdida radiante
W	Potencia
Q	Potencia térmica
p	Presión
r	Radio
λ	Reflectividad
RC	Relación de compresión
C	Relación de concentración

<i>RE</i>	Relación expansión
<i>η</i>	Rendimiento
<i>S</i>	Salinidad
<i>T</i>	Temperatura
<i>TIT</i>	Temperatura de entrada a la turbina
<i>τ</i>	Transmisividad

1 INTRODUCCIÓN

Desde hace décadas, las tecnologías que utilizan la energía solar para producir electricidad, agua caliente, frío, purificar agua y otras aplicaciones han sido estudiadas, desarrolladas y comercializadas por su competitividad y sostenibilidad frente a las tecnologías convencionales. Son tantas las ventajas que presentan estos sistemas solares que están relevando a las otras tecnologías a un segundo plano o incluso sustituyéndolas a un ritmo vertiginoso. La apuesta que hace la sociedad por obtener la energía de forma limpia y respetuosa con el medio ambiente es clara y queda patente en la gran cantidad de investigaciones y proyectos llevados a cabo en los últimos años.

Siguiendo esta línea, el objetivo principal de este trabajo es estudiar la posible aplicación de un equipo de desalación al sistema de generación de energía eléctrica formado por un concentrador solar de disco parabólico unido a una microturbina de gas (disco+mTG). La desaladora se incorpora a la salida de la microturbina de gas y aprovecha parte de la gran cantidad de energía que se pierde en el escape de ésta para purificar agua de mar. De esta forma, el sistema al completo sería capaz de generar energía eléctrica y agua destilada sirviéndose únicamente de energía solar.

Los sistemas de producción de electricidad a partir de energía solar se pueden clasificar en sistemas fotovoltaicos y sistemas de concentración. Dentro de los sistemas de concentración (CSP), las tecnologías más desarrolladas han sido las de cilindro parabólico, Fresnel, torre y disco parabólico. El sistema de disco parabólico está compuesto por una superficie reflectante con forma parabólica que es capaz de concentrar la componente directa de la radiación solar sobre el foco geométrico de dicha superficie. Lo hace con un factor de concentración alto, siendo por tanto eficiente y consiguiendo temperaturas elevadas. Otras ventajas del sistema disco parabólico son la modularidad y que no consume agua, siendo ideal para la producción de energía eléctrica en localizaciones aisladas donde no existe ni red eléctrica ni agua.

En el foco del disco parabólico, se sitúa un elemento capaz de aprovechar la energía térmica que llega. Lo más habitual ha sido siempre colocar un motor Stirling (disco-Stirling) para generar energía eléctrica debido al alto rendimiento que tiene este motor, de más del 30%. Sin embargo, también se ha estudiado en los últimos años la posibilidad de que incorpore una microturbina de gas como sustituta del motor Stirling debido a que ofrece una serie de ventajas ([1], [2], [3] y [4]). Aunque es menos habitual, es posible aprovechar también dicha energía térmica para otras aplicaciones como generar vapor directamente o utilizarlo como calor de proceso.

A pesar de la buena eficiencia que los motores Stirling poseen, la tecnología disco-Stirling no ha sido desarrollada del todo en el mercado ([5] y [6]) y por ello, las microturbinas de gas todavía pueden ser consideradas como una alternativa efectiva y competitiva económicamente ([7]).

Las microturbinas de gas que operan parcial o completamente a partir de energía solar habían sido investigadas en el pasado por su potencial termodinámico ([8]) y se habían estudiado las modificaciones tecnológicas necesarias para permitir que pudieran trabajar con energía solar ([9]). A pesar de que la tecnología del colector estaba ampliamente desarrollada, la de la microturbina de gas y la del receptor solar no lo estaban. Por ello, en los últimos años, con el objetivo de mejorarlas se han producido numerosas investigaciones como [10], [11], [12], [13], [14], [15], [16] y proyectos como OMSoP, DIAPR, REFOS y SOLGATE.



Figura 1. Disco+mTG del proyecto OMSoP.

El sistema disco-mTG tiene además la gran ventaja de que se puede hacer híbrido añadiéndole una cámara de combustión a la microturbina de gas que permita una combustión suplementaria. La hibridación es interesante puesto que incrementa la eficiencia media anual del sistema y la producción de energía eléctrica, manteniendo las emisiones de dióxido de carbono en valores reducidos. Sin embargo, debe ser usada solo como respaldo de la energía solar, ya que operar solo con combustible generaría unos costes de operación mucho mayores que los de las alternativas convencionales y unas altas emisiones ([17]).

La mejora regenerativa de la microturbina de gas se estudió en [12] y un esquema de ésta se puede observar en la Figura 2. El hecho de que se recupere parte de la energía de escape aumenta la eficiencia de la máquina y los gases de escape salen menos caliente. Esto es especialmente importante en turbinas como estas que operan a relaciones de compresión moderadas, en las cuales la temperatura de escape de la turbina es muy alta con respecto a la temperatura de descarga del compresor. Se estudiaron en [12] dos formas de recuperar la energía: la primera incorporando un recuperador que intercambie calor entre los gases de escape y la salida del compresor, antes del receptor solar y la cámara de combustión. La segunda, colocando el receptor solar y la cámara de combustión a la salida de la turbina de forma que sea el recuperador el encargado de transmitir la energía térmica aportada a la salida del compresor. Esta segunda configuración presenta desventajas importantes, la temperatura de entrada a la turbina es más baja pues está limitada por la máxima temperatura de operación admisible por el recuperador y es menos eficiente por tanto. Sin embargo, esta configuración permite quemar combustibles más sucios como el biodiesel sin ensuciar la turbina. Por tanto, la primera configuración regenerativa es mucha mejor opción desde el punto de vista económico y de la eficiencia y es la que ofrece menos emisiones de dióxido de carbono ([12]).

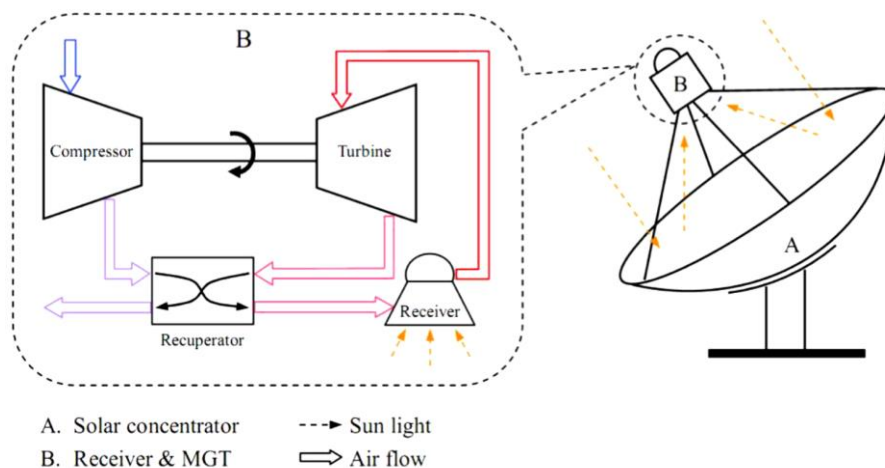


Figura 2. Esquema del disco+mTG del proyecto OMSoP.

El diseño del receptor solar es el más complicado en términos de materiales y fabricación porque tiene que soportar altos y no uniformes flujos de calor ([18]). Además, tiene que soportar la fatiga térmica que se produce por trabajar durante el día y no durante la noche y que se agrava en los días nublados.

A su vez, se han desarrollado trabajos como [17] que han tenido como objetivo optimizar el sistema disco-mTG al completo y evaluar su comportamiento anual. Resultando un sistema con un factor de capacidad de entorno al 29% (2540 horas de operación) en modo solar únicamente con una eficiencia promedio del 95% del valor nominal.

En el pasado, la mayoría de los sistemas de generación de energía eléctrica para localizaciones que no disponían de red eléctrica estaban basados en generadores diésel. Estos generadores conllevan altos costes de operación y son difíciles de abastecer de combustible en áreas con poca infraestructura. Actualmente, los sistemas que utilizan la energía solar para producir electricidad, como el disco-mTG, producen electricidad a menor coste y con menos emisiones de dióxido de carbono que los generadores diésel, ya que aunque los sistemas solares tienen altos costes iniciales, los costes operacionales son bajos ([12]). El optar por una alternativa solar es una solución eficaz y respetuosa con el medioambiente que además reduce la dependencia de tener que disponer de combustible.

Habitualmente, las alternativas solares a los generadores diésel para generar electricidad en zonas sin red eléctrica y con buena disponibilidad de energía solar han sido los paneles fotovoltaicos o las unidades disco-Stirling. Aunque ambas tecnologías son buenas soluciones tienen un inconveniente en común: las oscilaciones producidas en el suministro eléctrico que generan como consecuencia de las fluctuaciones de la irradiación solar. Para subsanar esto, ambas tecnologías pueden integrar sistemas de almacenamiento: las unidades disco-Stirling pueden disponer de baterías y sistemas de almacenamiento térmico y los paneles fotovoltaicos de baterías. Sin embargo, esto encarece el coste inicial del sistema en gran cantidad y no son del todo eficaces ni eficientes. Por otro lado, aunque el motor Stirling también pueda ser hibridado, esto es muy difícil desde el punto de vista tecnológico por tratarse de un motor de combustión externa.

Además de la desventaja de carecer de sistemas de almacenamiento eficientes y con coste asequible, las plantas fotovoltaicas tienen varias limitaciones: utilizan mucho terreno, no pueden producir al mismo tiempo electricidad y calor y tampoco pueden operar con un combustible secundario.

Por todo ello, las unidades disco-mTG híbridas presentan numerosas ventajas con respecto a las dos anteriores tecnologías. Primero, que al tener el suministro solar el apoyo del combustible proporciona una generación de electricidad estable, menos dependiente de las oscilaciones de la radiación solar, y que puede ser controlada para cubrir la demanda en todo momento sin necesidad de caras e ineficientes tecnologías de almacenamiento. Segundo, puede hacerse uso de biodiésel, lo que mejoraría su compromiso con el medio ambiente. Y por último, los gases calientes de escape de la microturbina de gas abren la posibilidad a que se puedan suministrar servicios adicionales como calor, refrigeración o purificación de agua, con el uso de tecnologías distintas haciendo al sistema más transversal.

En particular, las ventajas que presenta la microturbina de gas con respecto al motor Stirling son menos costes iniciales, mejor disponibilidad y menos costes de operación y mantenimiento. El coste del sistema disco-mTG ha sido estudiado en [19] y ha sido estimado en 3250/3300 €/kWe para sistemas que operan en modo solar únicamente y para sistemas híbridos, ya que la hibridación supone un coste adicional muy pequeño. Este coste de instalación lo hace poco competitivo en principio frente a los paneles fotovoltaicos, incluso con grandes volúmenes de producción, aunque es menor que el coste del disco-Stirling. En cuanto al coste de la energía, es bastante menor el de la producida por el disco-mTG que la producida por el disco-Stirling, debido a los menores costes de instalación y el mayor factor de capacidad del sistema disco-mTG ([16] y [20]).

Cabe la posibilidad de reducir bastante el coste de instalación del sistema disco-mTG si se produce en gran cantidad y se introducen distintas mejoras en la eficiencia de la microturbina de gas, como una temperatura de entrada a la turbina más alta, un recuperador más eficiente o usar configuraciones con refrigeración intermedia o recalentamiento. Estas mejoras permitirían el uso de un colector de menor diámetro para la misma demanda a cubrir. Reducir el tamaño y por tanto el coste del disco es importante, ya que es el equipo más caro, su coste es alrededor del 80% del total ([19]). Por ello, la única manera de reducir los costes del sistema es aumentar la eficiencia del receptor solar y de la mTG para disminuir el tamaño del concentrador necesario.

Según la referencia [19], el sistema disco-mTG con unas serie de mejoras podría alcanzar el coste de 2500 €/kWe. Con este coste podría ser potencialmente competitivo frente los paneles fotovoltaicos en condiciones de

mercado favorables para algunas aplicaciones residenciales y proyectos de pequeña envergadura. Y es que a pesar de tener mayores costes de instalación que los paneles fotovoltaicos, la utilización de unidades disco-mTG puede ser conveniente bajo ciertas condiciones y en ciertas aplicaciones en las que el coste de la producción de energía eléctrica es similar a la de los paneles fotovoltaicos ([20]).

Por otro lado, se han estudiado con anterioridad distintas aplicaciones para recuperar la energía del escape del sistema disco-mTG. La posibilidad de producir agua caliente a partir de esta energía ha sido estudiada en [20]. La principal desventaja que esta mejora conlleva es que introduce costes adicionales de instalación y de operación y mantenimiento, pero es una buena forma de aprovechar la mayor parte de la energía solar para producir agua caliente para consumo o calefacción además de la producción de electricidad. La desalación será la mejora estudiada en este trabajo teniendo como objetivo que el sistema sea capaz de producir, además de electricidad, agua dulce.

El consumo mundial de agua dulce se multiplicó en el mundo por seis entre 1900 y 1995, más del doble que la tasa de crecimiento de la población. Alrededor de un tercio de la población mundial sufre escasez de agua dulce, esto es que consume un 10% por encima de la capacidad de sus recursos hídricos renovables. Si esta tendencia continuara, dos de cada tres personas sufrirían escasez de agua dulce en el año 2025 en nuestro planeta. ([21]).

Seis países acaparan casi el 50% de los recursos hídricos renovables totales de la Tierra, lo que da cuenta de la mala distribución de este recurso. En [22] se establece que un consumo promedio de 100-200 litros por habitante y día como el necesario para un nivel de acceso óptimo que asegure el consumo personal y la higiene necesarias para prevenir la transmisión de enfermedades infecciosas. Así mismo, la cantidad mínima de agua que una persona necesita beber al día es de 2 a 4,5 litros en los climas cálidos. En la actualidad, cerca de mil millones de personas carecen incluso de un nivel de acceso básico a los recursos hídricos. Un informe de la ONU sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos en el mundo de 2003 ([23]) alertaba sobre una crisis sin precedente en el futuro como consecuencia de una creciente escasez de agua dulce por habitante en los países en vías de desarrollo.

Las soluciones a este problema pasan por el ahorro en el consumo, el fomento de las técnicas de depuración de las aguas superficiales y subterráneas y la reutilización de aguas residuales. Sin embargo, existen zonas del planeta tan áridas que necesitan aportes externos de agua dulce. En estos casos, la desalación de agua de mar se postula como una gran alternativa ([24]).

Las técnicas de desalación consisten en la separación de una cantidad de agua con nula o baja concentración de sales (agua destilada) de una determinada cantidad de agua de mar, de manera que las sales son concentradas en un rechazo o salmuera. Para producir la desalación se necesita, además de la alimentación de agua de mar, una unidad de separación (térmica o de membrana) y energía en forma térmica, mecánica o eléctrica. Una revisión de la tecnología de la desalación solar mediante destilación multiefecto puede ser encontrada en ([25]).

Las plantas de destilación multiefecto (MED) fueron desarrolladas por SIDEM. Se han utilizado popularmente en la industria azucarera, en la industria papelera y en la concentración industrial de fluidos. Las plantas MED con evaporadores de tubo sumergido fueron las que primero se usaron en la industria de la desalación. La primera que se construyó fue la de Kuwait en los años 50, presentando serios problemas de incrustaciones de sales debido a los bajos coeficientes de transferencia de calor que traía consigo el hecho de que los evaporadores fueran de tubo sumergido. Por ello, con posterioridad se diseñaron evaporadores de película delgada para intentar solventar estos problemas.

Las plantas MED fueron seguidas muy pronto por el diseño del proceso flash y después por el proceso real de destilación (MSF) en los años 60. Las plantas MSF llegaron a ser el proceso dominante porque es más sencillo limpiar los precipitados de sales en éstas que en las MED, aunque las MED son más eficientes termodinámicamente ([26]). Sin embargo, los avances en investigación realizados durante las últimas décadas en procesos a baja temperatura han provocado que en la actualidad la tecnología MED pueda estar en situación de competir con la tecnología MSF. Esto se observa en la construcción de grandes plantas con tecnología MED en los últimos años como la de la Figura 3. En 2015, solo tres de las nueve grandes plantas de desalación térmica en el mundo eran MSF el resto eran MED y con contratos de ampliación en curso ([27]).



Figura 3. Proyecto de una planta de desalación en Marruecos ([28]).

Los evaporadores de las plantas MED pueden ser de tubo vertical o de tubo horizontal, aunque la tendencia actual es usar los de tubo horizontal. Son evaporadores de película delgada en los que la salmuera se vaporiza en la cara externa de los tubos horizontales. Normalmente se diseñan evaporadores horizontales con carcasa de hasta 6 [m] ([29]). Por otro lado, es habitual que los efectos se conecten en horizontal para asegurar la estabilidad y simplicidad de la operación y mantenimiento.

En cuanto a la configuración de las plantas MED, la recirculación de salmuera no es adecuada para la desalación de agua de mar. Existen varias formas de alimentar la salmuera a los efectos: alimentación hacia adelante, alimentación hacia atrás y alimentación en paralelo. En la alimentación en paralelo la suma de los rechazos de cada efecto constituye el rechazo total de la planta. Pero existe una variante de esta configuración, la de paralelo/cruzado, en la que el rechazo de cada efecto se introduce en el efecto siguiente de forma que tenga lugar un proceso flas. La alimentación hacia atrás no se utiliza en desalación y el diseño habitual hasta hace unos años ha sido el de la alimentación hacia adelante. En ([30]) se comparan las distintas configuraciones y se llega a la conclusión de que la alimentación hacia adelante es la que consigue mejor eficiencia energética, la eficiencia de la configuración con alimentación en paralelo/cruzado es similar a la de la alimentación hacia adelante y la de la alimentación en paralelo es menor que las otras dos mencionadas. Por otra parte cabe señalar el menor coste de la configuración con alimentación paralelo/cruzado.

Los cinco procesos más importantes a escala industrial de desalación son: la destilación multiefecto, la destilación súbita multietapa, la osmosis inversa, la compresión mecánica de vapor y la electrodiálisis. Sin embargo, los más usados son los tres primeros. En datos del año 2015, un 93% de la capacidad de desalación mundial era de membrana (OI) y un 7% térmica (MED y MSF). Las plantas de OI dominan el mercado pero se observa un crecimiento en el número de proyectos de plantas MED en los últimos años (Figura 4). Por otro lado, la mayoría de la capacidad de desalación se encuentra en el norte de África y oriente medio. Hay bastantes empresas que trabajen con las tecnologías de desalación destacando Hyflux y Acciona ([27]).

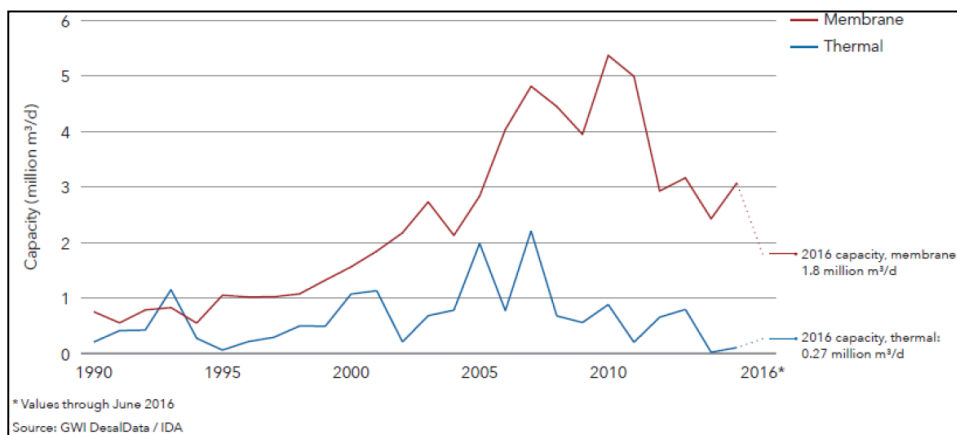


Figura 4. Evolución de la capacidad de desalación mundial a lo largo del tiempo ([27]).

Las plantas MED y MSF están compuestas de una selección de materiales similares pero se diferencian en varios aspectos. El proceso MSF precisa alrededor de la mitad de área de intercambio que el proceso MED debido a la mayor temperatura promedio de operación que las plantas MSF tienen. Las plantas MED tienen limitada su temperatura de operación a 70 [°C] para no tener que usar costosos pretratamientos con productos químicos ni con membranas de nanofiltración que eviten la precipitación de sales ([30]). Los productos químicos serían necesarios para alcanzar una temperatura de operación de 105 [°C]. Para poder operar con temperaturas de hasta 120 [°C] serían necesarios complejos pretratamientos químicos, ya en desuso desde el siglo pasado. Sólo pretratamientos basados en nanofiltración permitirían alcanzar temperaturas superiores a 120 [°C]. Esto se debe a que la nanofiltración es el único modo de evitar la precipitación del sulfato cálcico. Las precipitaciones de sales causan incrustaciones en los tubos que perturba el intercambio de calor y deben ser limpiadas con ácido por lo que resultan ser un problema grave. Por otro lado, la conversión de una planta MED es alrededor de un 50% mayor que la de una unidad MSF con igual factor de rendimiento. Por ello, las plantas MED necesitan menores bombas y tuberías y menor consumo de electricidad. Por último, el potencial de mejora de las plantas MSF es bajo, ya que se encuentra en su límite tecnológico, mientras que el de las plantas MED sigue teniendo recorrido ([31]).

Comparada con las plantas de ósmosis inversa (OI), las plantas MED tienen unas mayores necesidades de ingeniería y construcción. Sin embargo, las plantas OI tienen unas necesidades de fabricación altas, especialmente por las membranas que poseen. Por otro lado, las plantas OI tienen una conversión mayor que las MED y menor consumo energético. Con respecto al potencial de mejora, el de las plantas OI es muy alto aunque el de las MED sigue siendo todavía significativo como antes se ha indicado también. Por último, cabe señalar que la experiencia disponible de las plantas MED es mayor que la de las OI ([31]).

Aunque pudiera parecer que las plantas OI alejan a las MED de toda competitividad frente a ellas, tienen importantes limitaciones. Las unidades OI tienen baja tolerancia a fallos de operación y a cambios en la composición del agua. Además tienen unas necesidades de mantenimientos altas y de repuestos y reposiciones, ya que poseen de grandes bombas que son delicadas y cada 3,5 años se deben reemplazar las membranas. Por ello, precisan de la disponibilidad de productos químicos y repuestos de membranas, lo que hacen a las plantas OI incompatibles con zonas del planeta poco desarrolladas ([31]).

Desde otro punto de vista, debe tenerse en cuenta la disponibilidad de energía eléctrica o térmica y el coste de ésta. Las plantas OI se sirven de la energía eléctrica para mover las bombas principalmente. Por lo tanto, no es una opción viable para zonas que no tengan red eléctrica o en las que la electricidad tenga un gran coste. Y es en estos casos, donde las plantas MED, que usan energía térmica, pueden resultar ser mejor solución. En concreto, el sistema de estudio disco-mTG unido a una desaladora MED puede ser una opción muy conveniente, ya que, sirviéndose únicamente de la energía solar en la mayor parte de la operación, puede producir electricidad y agua dulce con una gran eficiencia energética.

En conclusión, el sistema disco-mTG con una desaladora MED en el escape constituye una aplicación potencialmente competitiva en zonas que necesitan tanto de electricidad como de agua dulce. Pudiendo ser una tecnología muy útil en países con poco desarrollo, gran disponibilidad de energía solar y que carezcan de red eléctrica y de recursos hídricos.

2 CARACTERÍSTICAS Y MODELO MATEMÁTICO

Se va a realizar un modelo termodinámico del sistema al completo en su punto de diseño que incluye los principales aspectos técnicos de sus componentes y además una optimización del diseño. El sistema de estudio disco+mTG puede dividirse en cuatro subsistemas con características propias y modelos de ecuaciones distintos aunque dependan entre sí. Estos cuatro subsistemas son: el **concentrador solar**, el **receptor solar**, la **microturbina de gas** y la **desaladora de agua**.

2.1. Concentrador solar

El concentrador solar es el elemento encargado de reflejar y concentrar la irradiación normal directa (IND) que le llega a su superficie en la cavidad del receptor solar. Es un disco parabólico recubierto de un material reflectante que idealmente concentra los rayos solares en un punto llamado foco, donde se sitúa, en este caso, la cavidad del receptor. El concentrador se mueve en dos direcciones siguiendo al sol y procurando que los rayos solares reflejados se desvíen lo mínimo posible del foco.

La realidad es que estos concentradores no son paraboloides perfectos y el proceso de reflexión sufre irregularidades. Esto se traduce en desviaciones de los rayos solares que hacen que el foco no sea un punto sino una superficie. Las principales irregularidades son: en primer lugar, el hecho de que la forma del concentrador se aproxima más a una superficie esférica que a una parabólica; en segundo lugar, que la superficie reflectante no refleja realmente toda la radiación solar sino que una parte pequeña la absorbe; en tercer lugar, que los rayos solares no son perfectamente paralelos por el error que introduce la forma del sol; y por último, los errores relacionados con el sistema de movimiento del concentrador.

Todo esto justifica la necesidad de un modelo que tenga en cuenta estas desviaciones y que al final se traduzcan en el cálculo del rendimiento del concentrador η_{con} definido de la siguiente forma:

$$\eta_{con} = \frac{Q_{con}}{IND \cdot A_{con}} \quad (1)$$

Donde Q_{con} es la potencia térmica que el concentrador consigue concentrar en la cavidad del receptor solar y A_{con} el área de apertura del concentrador.

Una descripción detallada de las propiedades geométricas y de los errores ópticos de los concentradores de disco parabólico puede ser encontrada en [5] y el algoritmo desarrollado a continuación es el usado por el proyecto OMSoP en [32].

Para calcular el máximo ángulo de apertura θ (Figura 5) entre la radiación reflejada y la normal al plano focal se hace uso de la siguiente relación geométrica:

$$\tan \theta = \frac{8f}{16f^2 - 1} \quad (2)$$

Donde f es:

$$f = \frac{F}{D_{con}} \quad (3)$$

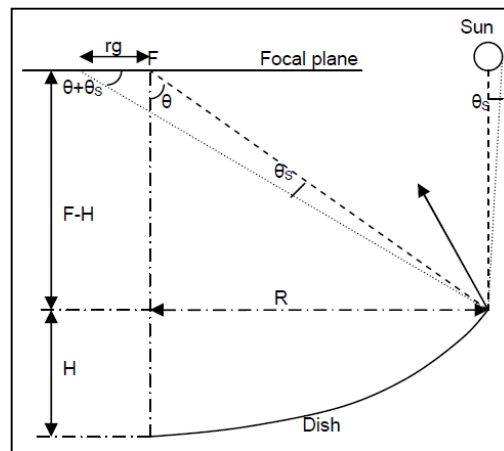


Figura 5. Esquema 2D de la geometría de un concentrador solar de disco parabólico [32].

Para valores del máximo ángulo de apertura menores de $50-55^\circ$ aproximadamente, los rayos reflejados por el concentrador inciden sobre el plano receptor por un mismo lado pudiendo utilizar un receptor de cavidad. El objetivo ahora es calcular el radio del área circular que forman los rayos reflejados en el plano focal. Para ello se usará la siguiente ecuación:

$$\tan(\theta + \theta_s) = \tan(\theta) \left(1 + 2 \frac{r_g}{D_{con}} \right) \quad (4)$$

Donde θ_s , estimado entre 7-10 [mrad], tiene en cuenta todas las irregularidades anteriormente citadas y no solo la relacionada con la forma del sol. Y donde, r_g/D_{con} es la relación que existe entre el radio de la superficie que forman los rayos solares reflejados en el plano focal y el diámetro de apertura del concentrador.

Un parámetro muy importante en los concentradores solares es la relación de concentración C que en este caso se puede definir como:

$$C = \frac{1}{4 \frac{r_g}{D_{con}}} \quad (5)$$

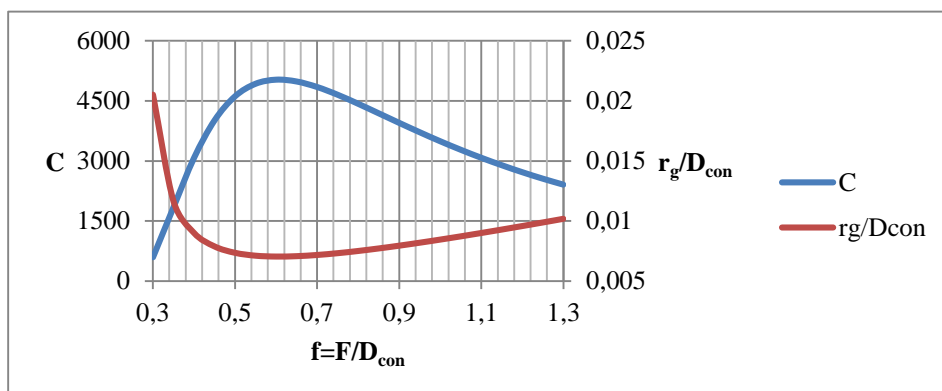


Figura 6. Variación de la relación de concentración con la distancia focal.

Como se puede observar (Figura 6), r_g/D_{con} solo depende de f y los menores valores de r_g/D_{con} , y por tanto, los de mejor relación de concentración, se obtienen para valores de f entre 0,55-0,7 a los que les corresponde un máximo ángulo de apertura de entre $48,89^\circ$ y $39,31^\circ$ respectivamente.

Para tener en cuenta que la distribución del flujo solar en el plano focal no es constante debido a las irregularidades citadas, se asume que ésta responde a una distribución Gaussiana de desviación estándar μ (Figura 7). Por lo tanto, si r_g es el radio de apertura de receptor necesario para captar todos los rayos reflejados, en una distribución Gaussiana, un radio de apertura igual a tres veces la desviación estándar corresponde a un 99% de energía interceptada, por lo que se puede asumir que:

$$r_g = 3\mu \quad (6)$$

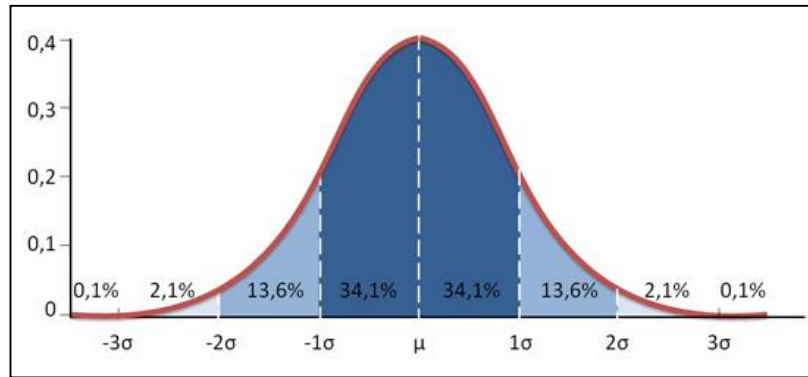


Figura 7. Distribución Gaussiana.

Gracias a esta relación, haciendo uso de las fórmulas matemáticas de la distribución Gaussiana, se puede definir el rendimiento óptico del concentrador como:

$$\eta_{opt} = 1 - e^{-\frac{r_{rcv}^2}{2\mu}} \quad (7)$$

Donde r_{rcv} es el radio de apertura del receptor solar.

De esta forma, el rendimiento del concentrador η_c se puede considerar el producto de la reflectividad de la superficie del concentrador η_{ref} y este rendimiento óptico η_{opt} :

$$\eta_{con} = \eta_{ref}\eta_{opt} \quad (8)$$

La elección del radio de apertura de la cavidad del receptor solar r_{rcv} o del diámetro D_{rcv} , tiene gran influencia tanto en el comportamiento del concentrador como en el del receptor. Un mayor tamaño en la apertura del receptor provocará unas mayores pérdidas térmicas de éste. Por el contrario, cuanto mayor sea la cavidad del receptor, menor será el desbordamiento de la superficie que forman los rayos solares reflejados con respecto a la apertura de la cavidad y mejor será el rendimiento óptico calculado anteriormente. Por tanto, la elección del radio de apertura del receptor debe realizarse conforme a un compromiso entre el rendimiento del concentrador y el del receptor; de forma que se procure que el producto de ambos rendimientos sea el máximo.

2.2. Receptor solar

La energía solar concentrada por el disco parabólico debe ser transferida a la corriente de aire que pasa por el receptor solar. Este receptor es de tipo volumétrico y trabaja con aire ([33]), al igual que el usado exitosamente en los proyectos DIAPR, REFOS, SOLGATE y OMSoP. Al estar cerrado por un cristal se atenúan las pérdidas por convección y re-irradiación, teniendo un mejor comportamiento a altas temperaturas que el receptor solar directamente irradiado. Sin embargo, el receptor solar abierto tiene menos pérdidas que el cerrado a bajas temperaturas (flujos de calor de entrada pequeño o caudal de aire elevado) debido a las pérdidas por reflexión que se producen en el cristal del cerrado y que son más importantes que las de radiación o convección a esta temperatura ([34]).

En el receptor solar, los rayos solares concentrados atraviesan el cristal e impactan contra una matriz de material absorbente. Esta matriz está refrigerada por una corriente de aire de forma que, en general, se mantiene a una temperatura constante mientras que la corriente de aire sube de temperatura.

El modelo de ecuaciones usado en el receptor solar está basado en los fenómenos de transferencia de calor que tienen lugar en este equipo. De esta forma fue planteado por [12] y corregido por [17]. Este modelo considera que la matriz de material absorbente se comporta como un cuerpo negro, mientras que el cristal como un cuerpo gris. Se asume también que la temperatura de la matriz de material absorbedor permanece constante y que las pérdidas conductivas en la estructura del receptor son despreciables.

Es posible encontrar en [17] una ilustración de los mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar en el receptor solar (Figura 8). En ella, las flechas negras continuas representan la radiación incidente, las flechas negras discontinuas los intercambios radiantes de las partes del receptor y las flechas blancas la corriente de aire.

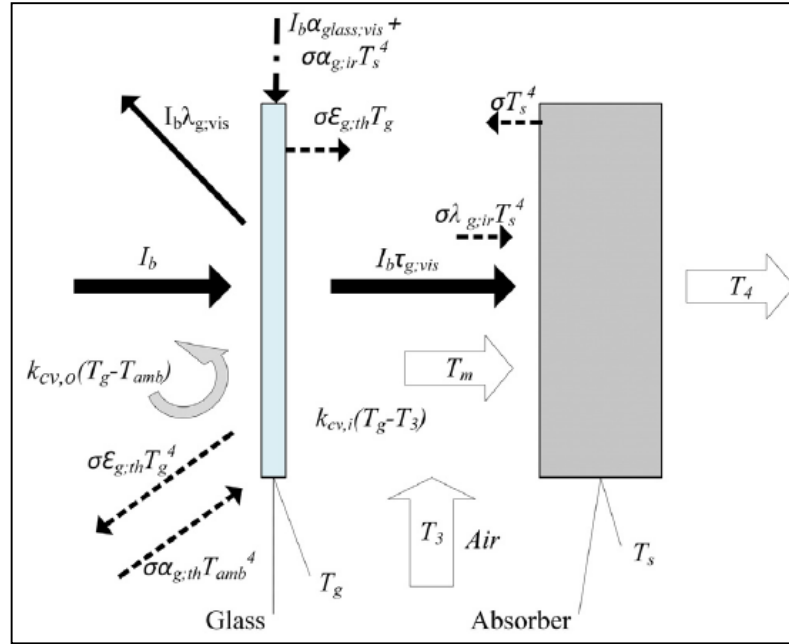


Figura 8. Mecanismos de transferencia de calor en el receptor solar [17].

El modelo de ecuaciones del receptor solar está basado principalmente en hacer balance de energía en el cristal, en la matriz de material absorbente y en la cavidad:

$$I_b \alpha_{g,vis} + \sigma(\alpha_{g,th} T_{amb}^4 + \alpha_{g,ir} T_s^4 - 2\epsilon_{g,th} T_g^4) - k_{cv,o}(T_g - T_{amb}) = k_{cv,i}(T_g - T_3) \quad (9)$$

$$G c_p (T_4 - T_m) = I_b \tau_{g,vis} + \sigma(\epsilon_{g,th} T_g^4 - T_s^4 + \lambda_{g,ir} T_s^4) \quad (10)$$

$$G c_p (T_m - T_3) = k_{cv,i}(T_g - T_3) \quad (11)$$

Donde α_g , ϵ_g , τ_g y λ_g son las propiedades ópticas del cristal, absorptividad, emisividad, transmisividad y reflectividad respectivamente en el rango visible (subíndice vis), a la temperatura del absorbente (subíndice ir) y a la temperatura del cristal (subíndice th). A_{rcv} es el área de apertura del receptor, σ es la constante de Stefan-Boltzman, c_p es el calor específico del aire, T_{amb} es la temperatura ambiente, T_g es la temperatura del cristal, T_3 es la temperatura de entrada del aire al receptor y T_4 la temperatura de salida del aire. Finalmente, $k_{cv,i}$ y $k_{cv,o}$ son los coeficientes de transferencia convectiva en el interior y exterior del receptor respectivamente.

El flujo másico superficial G se define como:

$$G = \frac{m}{A_{rcv}} \quad (12)$$

La potencia radiante concentrada en la apertura del receptor I_b se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_{con} = I_b A_{rcv} \quad (13)$$

Donde Q_{con} es la potencia térmica concentrada por el disco parabólico en la apertura de receptor, igual que en el modelo del concentrador.

La temperatura del absorbedor T_s se toma constante y como la máxima posible para así considerar la situación más negativa (en términos de pérdidas) que podría darse:

$$T_s = T_4 \quad (14)$$

Es posible calcular las pérdidas radiantes PR y convectivas PC del receptor solar de la siguiente forma:

$$PR = A_{rcv} \left(I_b \lambda_{g,vis} + \sigma (\varepsilon_{g,th} T_g^4 + \tau_{g,ir} T_s^4) \right) \quad (15)$$

$$PC = A_{rcv} k_{cv,o} (T_g - T_{amb}) \quad (16)$$

Resolviendo este sistema de ecuaciones podemos obtener las variables necesarias para conocer el calor aportado al flujo de aire Q_{rcv} y el rendimiento del receptor solar η_{rcv} :

$$Q_{rcv} = m c_p (T_4 - T_3) \quad (17)$$

$$\eta_{rcv} = \frac{Q_{rcv}}{Q_{con}} \quad (18)$$

Por último, hay que tener en cuenta la pérdida de carga que sufre el flujo de aire a su paso por el receptor solar:

$$p_4 = \kappa_{rcv} p_3 \quad (19)$$

2.3. Microturbina de gas

La microturbina de gas es la máquina encargada de transformar la potencia térmica aportada en el receptor solar en potencia eléctrica. Es una pequeña turbina regenerativa constituida por un compresor y una turbina, un recuperador y un generador eléctrico de alta velocidad, así como una cámara de combustión [12]. Tanto el compresor como la turbina son del tipo radial debido a que el gasto másico es muy pequeño al igual que el tamaño de estos dos componentes. El compresor y la turbina están montados en el mismo eje de forma que giran a la misma velocidad. El generador eléctrico convierte la potencia mecánica del eje en potencia eléctrica. La microturbina de gas incluye además un recuperador que permite realizar un intercambio de calor entre los gases de escape calientes de la turbina y la entrada de aire al receptor solar, de forma que aumenta de manera considerable el rendimiento del ciclo. Se considera además que la microturbina de gas incluye una cámara de combustión que permite la operación híbrida con energía solar y combustible fósil. Sin embargo, el sistema se diseña para hacer uso solo de la energía del sol en el punto de diseño, por lo que el fluido de trabajo considerado es aire (y no gases de combustión).

El modelo de ecuaciones de la microturbina de gas estará basado en balances de masa y energía y en la hipótesis de que el aire se comporta como un gas perfecto, de manera que su calor específico se considera constante y la entalpía másica puede ser calculada como el producto del calor específico por la temperatura. El esquema de la configuración del ciclo está representado en la Figura 9.

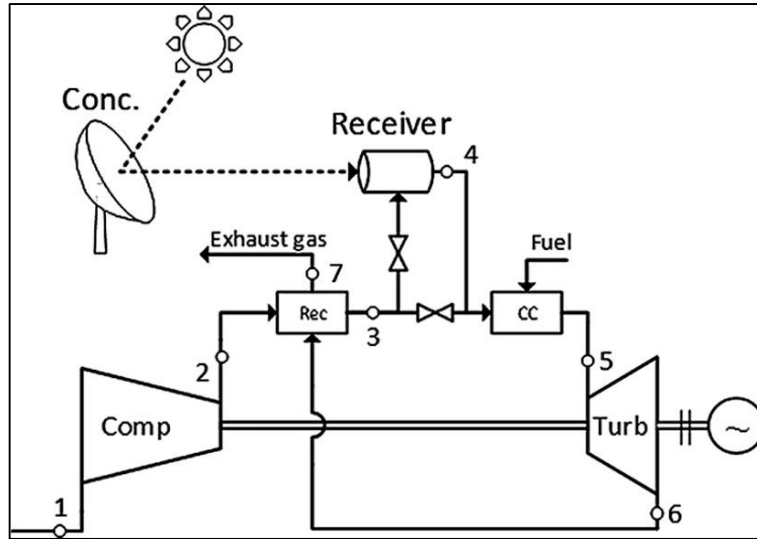


Figura 9. Esquema del sistema y de la microturbina de gas en detalle [17].

En primer lugar se hará uso de la ecuación de la continuidad del flujo másico a su paso por todos los elementos de la microturbina de gas:

$$m = m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m_7 \quad (20)$$

Se define la relación de compresión en el compresor RC y la relación de expansión en la turbina RE :

$$RC = \frac{p_2}{p_1} \quad (21)$$

$$RE = \frac{p_5}{p_6} \quad (22)$$

Se incluyen ahora las ecuaciones isentrópicas y las definiciones de rendimientos isentrópicos de compresor y turbina η_c y η_t :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = RC^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (23)$$

$$\frac{T_5}{T_{6s}} = RE^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (24)$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (25)$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (26)$$

Con respecto al recuperador, se incluye la definición de eficiencia del mismo ξ_{rcp} , el balance de energía y la pérdida de carga en ambos lados representada por κ_{rcp} :

$$\xi_{rcp} = \frac{T_3 - T_2}{T_6 - T_2} \quad (27)$$

$$m_6(h_6 - h_7) = m_2(h_3 - h_2) \quad (28)$$

$$p_7 = \kappa_{rcp} p_6 \quad (29)$$

$$p_3 = \kappa_{rcp} p_2 \quad (30)$$

Atendiendo a la cámara de combustión, como se ha dicho anteriormente, no aporta calor en el punto de diseño pero si introduce una pérdida de carga representada por κ_{cc} :

$$p_5 = \kappa_{cc} p_4 \quad (31)$$

La potencia mecánica que absorbe el compresor W_c y la que aporta la turbina W_t se pueden calcular como:

$$W_c = m_2(h_2 - h_1) \quad (32)$$

$$W_t = m_5(h_5 - h_6) \quad (33)$$

Resolviendo este modelo de ecuaciones se puede calcular la potencia mecánica del eje W_m , la potencia eléctrica generada W_{elec} y el rendimiento de la microturbina de gas η_{mTG} :

$$W_m = W_t - W_c \quad (34)$$

$$W_{elec} = (W_t - W_c)\eta_m \quad (35)$$

$$\eta_{mTG} = \frac{W_{elec}}{Q_{rcv}} \quad (36)$$

Donde η_m es el rendimiento mecánico y Q_{rcv} es la potencia térmica aportada en el receptor solar al flujo de aire, al igual que en el modelo del receptor.

Uniendo los modelos de los tres subsistemas puede calcularse el rendimiento del sistema completo η_{sist} como:

$$\eta_{sist} = \eta_{con}\eta_{rcv}\eta_{mTG} \quad (37)$$

Con la desaladora es posible recuperar parte de la energía en el escape representada por Q_{rec} y se puede definir el rendimiento de la microturbina de gas + la desaladora de agua η_{mTG+D} en este caso como:

$$\eta_{mTG+D} = \frac{W_{elec} + Q_{rec}}{Q_{rcv}} \quad (38)$$

Aunque la equiparación de potencia eléctrica y potencia térmica en el numerador de la expresión anterior es discutible, aquí se emplea como medida para cuantificar la eficiencia global.

En esta situación el rendimiento del sistema η_{sist}' pasaría a ser:

$$\eta_{sist}' = \eta_{con}\eta_{rcv}\eta_{mTG+D} \quad (39)$$

2.4. Desaladora de agua

Los gases de escape calientes de la microturbina de gas se introducirán en un generador de vapor. Estos gases serán refrigerados a la misma vez que se produce vapor saturado que sirve como aporte externo de energía térmica al proceso de desalación.

La desaladora será de destilación multiefecto (MED) y contará con 14 efectos, que es el límite práctico en número de efectos ([35]). La configuración elegida es la de alimentación en paralelo/cruzado, un estudio de esta configuración puede ser encontrada en ([36]) y se ilustra un esquema en la Figura 10. Todos los efectos se alimentan en paralelo con un caudal similar – en este trabajo se asume el mismo caudal de agua de mar – y todo el vapor producido en un efecto es el que aporta calor en el siguiente hasta el condensador final. Por otra parte, el rechazo de un efecto se introduce en el siguiente para que se produzca vapor de destilado por un proceso flas. Además, en todos los efectos menos en el primero, el condensado producido dentro de los tubos del evaporador

se introduce en una cámara flas para producir revaporizado, el cual se utiliza en el siguiente efecto como aporte de calor adicional.

Se considerará el uso de pretratamientos sencillos y económicos del agua de mar por lo que la temperatura máxima de operación, que es la del vapor del primer efecto, será limitada a 67 [°C] para evitar costosos pretratamientos. Además es esencial mantener la operación a concentraciones y temperaturas de la salmuera inferiores a las que ocasionan precipitación del sulfato de calcio ([36]).

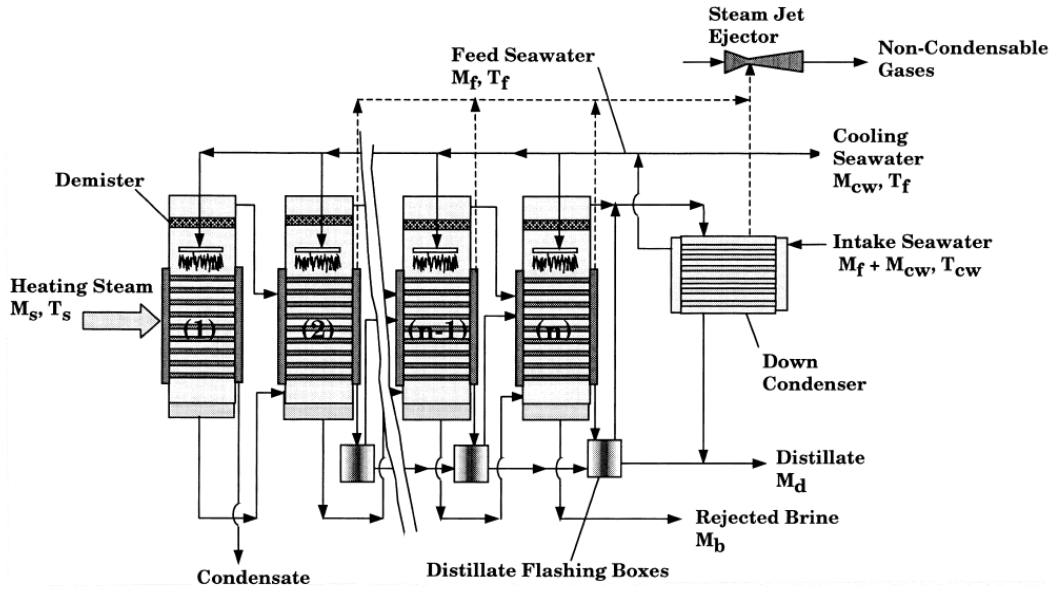


Figura 10. Esquema de una desaladora MED con alimentación paralelo/cruzado [36].

Se hacen las siguientes hipótesis para simplificar el modelo matemático de la desaladora:

- Se desprecian las pérdidas térmicas en los efectos.
- Se desprecian las pérdidas de presión del vapor a su paso por el separador de gotas y los tubos que conectan los efectos, así como dentro de los tubos del evaporador.
- Se considera que el vapor en los distintos efectos entra siempre saturado y que cede todo su calor latente.

El modelo de ecuaciones de la desaladora tendrá en cuenta el aumento del punto de ebullición y estará fundamentado en balances de masa y energía en cada volumen de control. Todas las propiedades termodinámicas tanto del agua pura como del agua de mar se calcularán con correlaciones que se encuentran en [37].

2.4.1. Generador de vapor

En principio, se pensó en producir vapor solo para el primer efecto. Pero después de producir vapor a 67 [°C], los gases de escape siguen teniendo una temperatura muy alta. Con el objetivo de aprovechar todavía más la energía del escape de la turbina y que los gases salgan menos calientes, se plantea la posibilidad de que otro efecto, además del primero, tenga aporte de vapor externo. Para ello, se realiza una optimización que identifique cuál es el efecto para el que es más conveniente generar vapor con los gases de escape. Esta optimización se encuentra en el Anexo B y resulta ser el efecto número 8 el más conveniente.

Los balances de energía del generador de vapor son los siguientes:

$$m_{v,ext1} h_{lv}(T_{v1}) = mc_p (T_7 - (T_{v1} + \Delta T_g)) \quad (40)$$

$$m_{v,ext8} h_{lv}(T_{v8}) = mc_p ((T_{v1} + \Delta T_g) - (T_{v8} + \Delta T_g)) \quad (41)$$

Donde $m_{v,ext}$ es caudal másico de vapor externo y T_v su temperatura, ΔT_g es la diferencia terminal de temperaturas entre los gases de escape y el vapor en el generador y h_v el calor latente de vaporización a la temperatura señalada. Por otro lado, m es el gasto másico de gases de escape de la microturbina de gas.

La temperatura final de los gases de escape T_{gf} será igual a:

$$T_{gf} = T_{v8} + \Delta T_g \quad (42)$$

Y el calor recuperado total de los gases Q_{rec} de escape igual a:

$$Q_{rec} = mc_p(T_7 - T_{gf}) \quad (43)$$

Por último, la masa de vapor externa total generada $m_{v,ext,total}$ es:

$$m_{v,ext,total} = m_{v,ext1} + m_{v,ext8} \quad (44)$$

2.4.2. Efecto 1

El caudal total de alimentación $m_{f,total}$ es igual al número de efectos multiplicado por el caudal de alimentación de agua de mar de cada efecto m_f :

$$m_{f,total} = 14 m_f \quad (45)$$

El balance de materia total en el efecto 1 es el siguiente:

$$m_f = m_{d1} + m_{b1} \quad (46)$$

Donde m_d es el caudal de agua destilada producida en el evaporador y m_b el rechazo de salmuera del evaporador.

El balance de materia de sales disueltas es el siguiente:

$$m_f S_f = m_{b1} S_{b1} \quad (47)$$

A continuación, se realiza el balance de energía en el evaporador 1:

$$m_{v1} h_{lv}(T_{v1}) + m_f h_{sw}(T_f, S_f) = m_{d1} h_v(T_1) + m_{b1} h_{sw}(T_1, S_{b1}) \quad (48)$$

Donde h_v y h_{sw} son la entalpía másica del vapor de agua pura y del agua de mar respectivamente. El vapor introducido en el efecto 1 y su temperatura son iguales a:

$$m_{v1} = m_{v,ext1} \quad (49)$$

La temperatura T y presión p del primer efecto será:

$$T_1 = T_{v1} - \Delta T_e \quad (50)$$

$$T_1 = T_{sat1} + EPE \left(T_1, \frac{S_f + S_{b1}}{2} \right) \quad (51)$$

$$p_1 = p_{sat}(T_{sat1}) \quad (52)$$

Donde EPE es la elevación del punto de ebullición, T_{sat} la temperatura de saturación del agua a la presión del efecto y ΔT_e la diferencia de temperatura entre ambos lados del evaporador que es la misma en todos los efectos.

Por último, para este efecto, el rechazo total de salmuera m_{bb} es igual al del evaporador:

$$m_{bb1} = m_{b1} \quad (53)$$

$$S_{bb1} = S_{b1} \quad (54)$$

Y la salinidad del rechazo total S_{bb} del efecto 1 es la máxima alcanzada en todo el equipo de desalación:

$$S_{m\acute{a}x} = S_{bb1} \quad (55)$$

2.4.3. Efecto 2

El vapor destilado producido en 1 es el único aporte de vapor que se introduce al efecto 2:

$$m_{v2} = m_{d1} \quad (56)$$

$$T_{v2} = T_{sat1} \quad (57)$$

Se realizan balances de materia y energía en el evaporador 2 similares a los del efecto 1:

$$m_f = m_{d2} + m_{b2} \quad (58)$$

$$m_f S_f = m_{b2} S_{b2} \quad (59)$$

$$m_{v2} h_{lv}(T_{v2}) + m_f h_{sw}(T_f, S_f) = m_{d2} h_v(T_2) + m_{b2} h_{sw}(T_2, S_{b2}) \quad (60)$$

$$T_2 = T_{v2} - \Delta T_e \quad (61)$$

$$T_2 = T_{sat2} + EPE \left(T_2, \frac{S_f + S_{b2}}{2} \right) \quad (62)$$

$$p_2 = p_{sat}(T_{sat2}) \quad (63)$$

Por otro lado, se considera ahora el proceso flas que genera vapor destilado m_{fb} gracias a la entrada del rechazo total m_{bb} del efecto 1 en el efecto 2:

$$m_{bb1} = m_{fb2} + m_{cb2} \quad (64)$$

$$m_{fb2} = m_{bb1} \cdot \frac{h_{sw}(T_1, S_{bb1}) - h_{sw}(T_2, S_{bb1})}{h_{lv}(T_{sat2})} \quad (65)$$

$$m_{cb2} S_{cb2} = m_{bb1} S_{bb1} \quad (66)$$

Donde m_{cb} es el rechazo más concentrado todavía que queda y S_{cb} su salinidad.

De esta forma, el rechazo total m_{bb} del efecto 2 y su salinidad S_{bb} son:

$$m_{bb2} = m_{b2} + m_{cb2} \quad (67)$$

$$m_{bb2} S_{bb2} = m_{b2} S_{b2} + m_{cb2} S_{cb2} \quad (68)$$

Por último, se calcula el caudal de revaporizado m_{rev} que se produce en la cámara flas con el condensado formado a partir del vapor de dentro de los tubos del evaporador 2, así como el condensado sobrante m_c :

$$m_{v2} = m_{rev2} + m_{c2} \quad (69)$$

$$m_{rev2} = m_{v2} \cdot \frac{h_w(T_{v2}) - h_w(T_{v3})}{h_{lv}(T_{v3})} \quad (70)$$

2.4.4. Efecto 3,4,...,14

Para el resto de los efectos, siendo i el número del efecto, el aporte de vapor es igual al destilado producido en el efecto anterior (el del evaporador más el flas del rechazo) más el revaporizado de la cámara flas del efecto anterior. En el efecto 8 además se añade el aporte de vapor externo generado.

$$m_{vi} = m_{d,i-1} + m_{fb,i-1} + m_{rev,i-1} \quad (71)$$

$$T_{vi} = T_{sat,i-1} \quad (72)$$

Los balances de materia y energía en el evaporador son similares a los anteriores:

$$m_f = m_{di} + m_{bi} \quad (73)$$

$$m_f S_f = m_{bi} S_{bi} \quad (74)$$

$$m_{vi} h_{lv}(T_{vi}) + m_f h_{sw}(T_f, S_f) = m_{di} h_v(T_i) + m_{bi} h_{sw}(T_i, S_{bi}) \quad (75)$$

$$T_i = T_{vi} - \Delta T_e \quad (76)$$

$$T_i = T_{sati} + EPE \left(T_i, \frac{S_f + S_{bi}}{2} \right) \quad (77)$$

$$p_i = p_{sat}(T_{sati}) \quad (78)$$

El flas producido por la entrada del rechazo total del efecto anterior se calcula igual que en el efecto 2:

$$m_{bb,i-1} = m_{cbi} + m_{fbi} \quad (79)$$

$$m_{cbi} S_{cbi} = m_{bb,i-1} S_{bb,i-1} \quad (80)$$

$$m_{fbi} = m_{bb,i-1} \cdot \frac{h_{sw}(T_{i-1}, S_{bb,i-1}) - h_{sw}(T_i, S_{bb,i-1})}{h_{lv}(T_{sati})} \quad (81)$$

Así como el rechazo total del efecto y su salinidad:

$$m_{bbi} = m_{bi} + m_{cbi} \quad (82)$$

$$m_{bbi} S_{bbi} = m_{bi} S_{bi} + m_{cbi} S_{cbi} \quad (83)$$

Los balances de masa y energía en la cámara flas son similares a los de la cámara flas del efecto 2 con la salvedad de que se añade una entrada más, la del condensado que no se revaporizó en la cámara flas del efecto anterior:

$$m_{vi} + m_{c,i-1} = m_{revi} + m_{ci} \quad (84)$$

$$m_{revi} = (m_{vi} + m_{c,i-1}) \cdot \frac{h_w(T_{vi}) - h_w(T_{v,i+1})}{h_{lv}(T_{v,i+1})} \quad (85)$$

Para el último efecto, el vapor producido en la cámara flas se produce a la temperatura del vapor que entra en el condensador final $T_{v,cf}$.

2.4.5. Condensador final

El condensador final es el intercambiador encargado de precalentar la alimentación del agua de mar condensando el destilado en forma de vapor producido en el último efecto. El agua de mar solo se puede precalentar un poco, por lo que será necesaria mayor cantidad de agua de mar que la de alimentación para refrigerar el condensador.

El vapor producido en el último efecto y que entra al condensador, así como su temperatura son:

$$m_{v,cf} = m_{d14} + m_{fb14} + m_{rev14} \quad (86)$$

$$T_{v,cf} = T_{sat14} \quad (87)$$

El balance de energía que tiene lugar en el condensador final es:

$$m_{v,cf} h_{lv}(T_{v,cf}) = (m_{cw} + m_{f,total}) \cdot (h_{sw}(T_f, S_f) - h_{sw}(T_{cw}, S_f)) \quad (88)$$

$$T_f = T_{cw} + \Delta T_{cf}$$

Donde m_{cw} es el caudal extra de agua de mar que se necesita para refrigerar y ΔT_{cf} es el salto de temperatura que se consigue dar a la alimentación de agua de mar y al caudal de refrigeración en el condensador final.

2.4.6. Eficiencia

La producción de destilado total $m_{d,total}$ y la conversión del equipo de desalación R será igual a:

$$m_{d,total} = m_{v,cf} + m_{c14} = \sum m_{d,i} + \sum m_{fb,i} \quad (89)$$

$$R = \frac{m_{d,total}}{m_{f,total}} \cdot 100 \quad (90)$$

El factor de rendimiento FR se define como:

$$FR = \frac{m_{d,total}}{\frac{Q_{rec}}{2326}} \quad (91)$$

Otro parámetro muy importante en desalación es el GOR , que se define como:

$$GOR = \frac{m_{d,total}}{m_{v,ext,total}} \quad (92)$$

Por último, la salinidad del rechazo total del equipo de desalación S_{final} es igual a la del rechazo total del último efecto:

$$S_{final} = S_{bb14} \quad (93)$$

3 PARÁMETROS DE DISEÑO

A continuación, se realiza una relación de los parámetros de diseño utilizados así como los aspectos tecnológicos que justifican su elección. El sistema será simulado para varios tamaños y la variable que dará la dimensión al sistema será el diámetro de apertura del concentrador.

3.1 Condiciones ambiente

Se toman como condiciones ambiente de diseño una temperatura de 25 [°C] y una presión atmosférica de 1 [atm]. Puesto que no es objeto de este trabajo estudiar el comportamiento del sistema en una localización en concreto, se eligen estas condiciones normales. Para fijar una IND de diseño [6] proponen que sea un 10-15% menor que la IND máxima para un sistema disco parabólico-motor Stirling. De esta forma, se elige una IND de diseño 780 [W/(m² K)] que correspondería a una IND máxima de unos 900 [W/(m² K)], un valor también típico.

3.2 Concentrador solar

Se realizará un estudio del sistema para concentradores solares de disco parabólico que tengan un diámetro de apertura de entre 7 y 16 [m]. Menos de 7 [m] de concentrador constituiría un sistema que daría una potencia eléctrica muy pequeña y un concentrador de más de 16 [m] se considera que mecánicamente, la estructura del disco parabólico, tendría problemas para soportar la fuerza del viento.

Se toma una reflectividad η_{ref} del 94% para la superficie reflectante del concentrador [5]. Se fija la relación entre distancia focal y diámetro del concentrador f en 0,61, buscando que la superficie que forman los rayos solares al reflejarse sea lo más pequeña posible (Figura 6).

Por último, con respecto a la relación entre el radio de apertura del receptor solar y la desviación estándar de la distribución Gaussiana r_{rev}/μ se toma 2,5. De esta forma se maximiza prácticamente el producto del rendimiento del concentrador y el rendimiento del receptor (Figura 11).

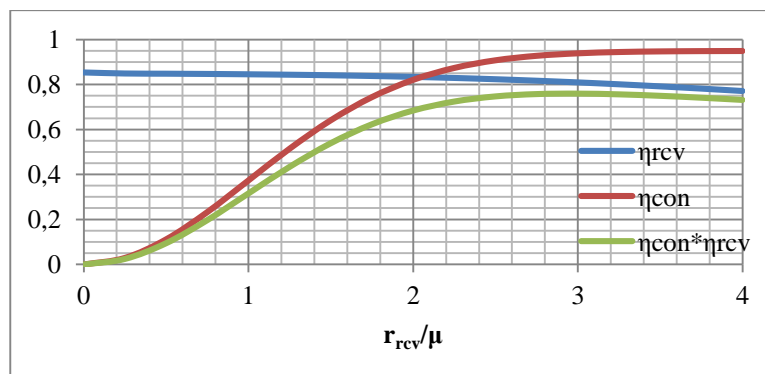


Figura 11. Variación del rendimiento del concentrador y del receptor con el radio del receptor.

3.3 Receptor solar

Las microturbinas de gas tienen limitada su operación a una temperatura por debajo de 1000 [°C] en caso de que no se quieren usar materiales cerámicos ([38]). Sin embargo, esto no es ningún inconveniente puesto que las aplicaciones de concentración de energía solar tienen normalmente limitada la temperatura del receptor a menos de 1000 [°C]. Esto es debido a que por encima de esta temperatura la eficiencia del receptor cae rápidamente debido al aumento de las pérdidas radiantes estropeando cualquier beneficio en la eficiencia de la microturbina de gas ([39]). Por ello, la utilización de combustión suplementaria no está justificada en términos de alcanzar mayor temperatura de entrada a la turbina sino para extender la operación del sistema, salvar las oscilaciones en la irradiación solar que se producen en días nublados. Además de esto, las características del receptor solar no permiten según [33] superar los 950 [°C] y de acuerdo con [40] el cristal sin recubrimiento no debería superar los 850 [°C].

Atendiendo a todo lo anterior, se simulará el comportamiento del sistema para una temperatura del aire de salida del receptor y entrada a la turbina de 900 [°C] en un primer lugar, lo que supone mayor exigencia en los materiales de los equipos, y en segundo lugar para 800 [°C] que permite usar equipos de menor coste. De esta forma se podrá observar en los resultados la conveniencia o no de una temperatura u otra sin tener en cuenta el factor del coste de los equipos que no es objeto de este trabajo.

Por otro lado, las propiedades ópticas de los materiales del receptor se consideran variables con la temperatura y la longitud de onda de la radiación. Se eligen las utilizadas por [40], las de un cristal de sílice fundida de 5 mm de espesor (Tabla 1).

Propiedad óptica	Visible	Infrarroja (1373 [K])	Térmica (600 [K])
α y ε	0,01	0,326	0,8
τ	0,851	0,549	-
λ	0,136	0,125	-

Tabla 1. Propiedades ópticas de los materiales del receptor [40].

El coeficiente de transferencia convectiva exterior $k_{cv,o}$ se calcula usando la correlación proporcionada por [41] válida para la convección natural en planos inclinados: $k_{cv,o} = f(Nu(\gamma))$, donde Nu es el número de Nusselt y γ el ángulo entre el cristal del receptor y el horizonte. Considerando que el receptor está situado inclinado en un ángulo de 60° en su punto de diseño, con el cual se genera la mayor electricidad; el coeficiente de transferencia convectiva interior $k_{cv,i}$ se fija en 150 [W/(m²K)] ([12]).

3.4 Microturbina de gas

Se fijará como se ha dicho anteriormente una temperatura de entrada a la turbina T_5 de 900 [°C], que es la máxima posible sin llegar a tener que usar materiales especiales ([12] y [42]), en un primer lugar, y en un segundo lugar de 800 [°C]. De esta forma se comprobará si está justificado usar mejores materiales en la turbina para alcanzar los 900 [°C].

En cuanto al recuperador, se considera que tiene una eficiencia ζ_{rec} del 85% y una caída de presión κ_{rec} del 2%, fijando como máxima temperatura de operación 780 [°C] ([12] y [43]). El rendimiento mecánico de la microturbina de gas η_m se fija en 96% y se establece en la cámara de combustión una pérdida de carga κ_{cc} del 2% ([17]). También, se fija una contrapresión en la turbina de 15 mbar para tener en cuenta la pérdida de carga que sufren los gases de escape en la desaladora.

La relación de compresión RC será una variable de optimización, estableciendo, para cada caso, la que permita alcanzar un mayor rendimiento de la microturbina de gas.

Finalmente, para establecer el rendimiento isentrópico del compresor η_c y el de la turbina η_t se recurrirá a los diagramas velocidad específica, diámetro específico y al rendimiento isentrópico máximo de la referencia [44]. El procedimiento es explicado en el Anexo A.

3.5 Desaladora de agua

Como se indicó y justificó anteriormente en el modelo matemático de la desaladora, el equipo MED constará de 14 efectos y tendrá una temperatura máxima de operación de 67 [°C], que será la temperatura de generación del vapor para el primer efecto T_{vj} . Además, se generará vapor para el octavo efecto también con vistas a recuperar más energía del escape de la microturbina de gas (Anexo B).

Los gases de escape no tienen problemas por condensación de sustancias corrosivas al ser refrigerados debido a que si se quema algún combustible en la microturbina de gas, éste se considera que será gas natural.

Por otro lado, con respecto a la alimentación, se usarán los datos de un agua de mar del Mediterráneo. El agua de mar de alimentación tendrá una temperatura T_f de 25 [°C] y una concentración de sales de 40686 [ppm] ([45]). En el condensador final, la alimentación de agua de mar, junto al caudal de refrigeración extra, sufrirá un salto de temperaturas ΔT_{cf} de 10 [°C].

La máxima concentración de sales considerada para una correcta operación $S_{m\acute{a}x}$ es 75 [g/kg], por lo tanto, la concentración del rechazo del primer efecto, que es el que mayor salinidad presenta, y en consecuencia su caudal de alimentación estarán limitados por este parámetro.

Por último, se fijará una diferencia de temperaturas en los tubos del evaporador ΔT_e igual a 1,7 [°C].

4 RESULTADOS

El modelo matemático del sistema al completo se simula en el programa informático Matlab© fijando los parámetros de diseño del capítulo anterior. De esta forma, es posible optimizar el diseño y hallar el comportamiento del sistema para cada tamaño.

4.1 Resultados para una TIT de 900 [°C]

Los principales resultados obtenidos para un sistema con una temperatura de entrada a la turbina (TIT) de 900 [°C] se presentan en la Tabla 2 y en la Figura 12:

D_{con} [m]	$IND \cdot A_{con}$ [kWt]	W_{elec} [kWe]	Q_{rec} [kWt]	m_d [L/h]	η_{sist}	η_{sist}'
7	30,018	5,665	13,817	208	0,189	0,649
8	39,207	7,503	18,141	274	0,191	0,654
9	49,621	9,548	23,070	348	0,192	0,657
10	61,261	11,789	28,480	430	0,192	0,657
11	74,126	14,266	34,454	520	0,193	0,657
12	88,216	16,979	41,011	619	0,193	0,657
13	103,531	19,928	48,131	727	0,193	0,657
14	120,072	23,113	55,833	843	0,193	0,657
15	137,837	26,535	64,099	968	0,193	0,658
16	156,828	30,192	72,929	1101	0,193	0,658

Tabla 2. Principales resultados con TIT de 900 [°C].

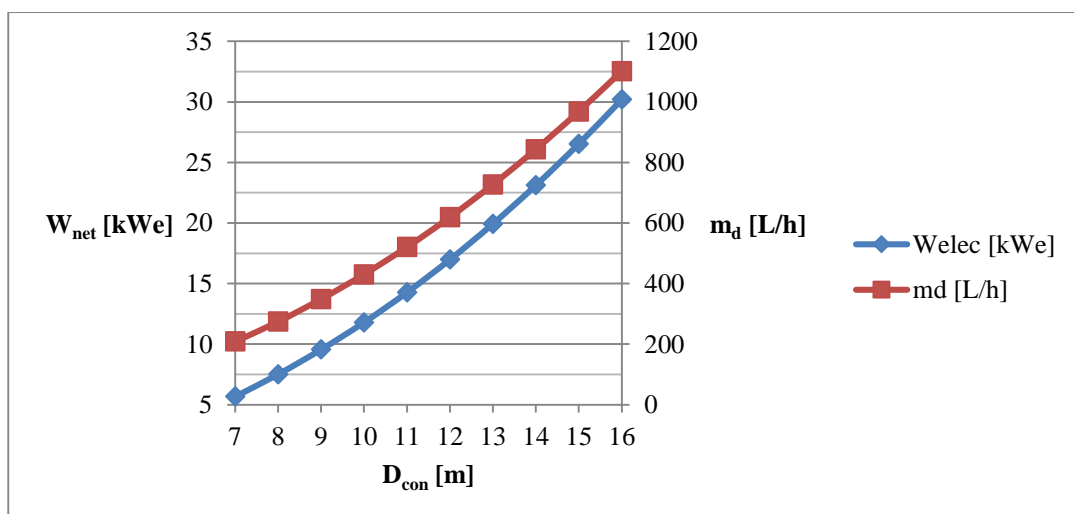


Figura 12. Potencia eléctrica y caudal de agua destilada con una TIT de 900 [°C].

El sistema produce entre 5,5 y 30 [kWe] dependiendo del tamaño y resulta tener un rendimiento total en la transformación de la potencia radiante solar que le llega a potencia eléctrica en torno al 19%. Es decir, que de la energía radiante que le llega del sol, el sistema es capaz de convertir poco menos de la quinta parte en electricidad, el resto constituye mayoritariamente energía térmica de los gases de escape y pérdidas. Con la implementación de un sistema de desalación de agua de mar en el escape, se observa que el aprovechamiento de gran parte de la potencia térmica que aquí se tiene mejora en gran cantidad la eficiencia energética del sistema a valores en torno al 65-66%. Esto es, el sistema disco-mTG acoplado a una desaladora consigue aprovechar el 65-66% de la energía solar que le llega pudiendo producir entre 210 y 1100 [L/h] de agua dulce dependiendo del tamaño además de electricidad.

Entrando más en detalle con respecto al funcionamiento del concentrador y del receptor solar, se obtienen los resultados de la Tabla 3:

D_{con} [m]	D_{rcv} [cm]	Q_{con} [kWt]	η_{con}	Q_{rcv} [kWt]	PR [kWt]	PC [kWt]	η_{rcv}	T_3 [°C]	T_g [°C]
7	8,2	26,977	0,899	22,616	4,138	0,145	0,838	621,9	623,5
8	9,4	35,235	0,899	29,549	5,402	0,182	0,839	606,2	620,3
9	10,6	44,595	0,899	37,407	6,835	0,223	0,839	596,7	618,9
10	11,7	55,055	0,899	46,186	8,440	0,269	0,839	596,7	620,3
11	12,9	66,617	0,899	55,889	10,214	0,318	0,839	596,7	621,6
12	14,1	79,280	0,899	66,518	12,158	0,371	0,839	596,7	622,7
13	15,3	93,043	0,899	78,071	14,272	0,428	0,839	596,7	623,8
14	16,4	107,908	0,899	90,550	16,554	0,488	0,839	596,7	624,7
15	17,6	123,874	0,899	103,953	19,006	0,552	0,839	596,7	625,5
16	18,8	140,942	0,899	118,282	21,628	0,619	0,839	596,7	626,3

Tabla 3. Resultados del concentrador y del receptor solar con una TIT de 900 [°C].

El rendimiento del concentrador η_{con} resulta ser de un 0,9 y el del receptor η_{rcv} de 0,84. Es resaltable que ni el rendimiento del concentrador ni el del receptor solar varían prácticamente con el diámetro del concentrador al haber impuesto la geometría de éstos (f y r_{rcv}/μ). Se comprueba además que la temperatura del cristal T_g no supera el límite fijado de 850 [°C] en ninguno de los casos. Por otro lado, la temperatura de entrada al receptor T_3 resulta en torno a los 600 [°C], esta es la razón por la que el recuperador de la microturbina es tan ventajoso. Por último, se comprueba también que las pérdidas radiantes son mucho mayores que las convectivas en el receptor solar, algo que era de esperar.

D_{con} [m]	W_{elec} [kWe]	η_{mTG}	RC	m [g/s]	Q_{rcv} [kWt]	w [rpm]	D_c [cm]	D_t [cm]	T_6 [°C]	T_7 [°C]	η_{mTG+P}
7	5,665	0,251	2,6	81,0	22,616	120000	6,9	7,3	705,8	230,5	0.861
8	7,503	0,254	2,9	100,1	29,549	120000	7,2	7,7	684,4	241,1	0.868
9	9,548	0,255	3,1	122,8	37,407	118060	7,4	8,1	671,5	247,7	0.872
10	11,789	0,255	3,1	151,6	46,186	106250	8,2	9,1	671,5	247,7	0.872
11	14,266	0,255	3,1	183,4	55,889	96580	9,0	10,0	671,5	247,7	0.872
12	16,979	0,255	3,1	218,3	66,518	88530	9,8	10,9	671,5	247,7	0.872
13	19,928	0,255	3,1	256,2	78,071	81720	10,6	11,8	671,5	247,7	0.872
14	23,113	0,255	3,1	297,2	90,550	75880	11,4	12,7	671,5	247,7	0.872
15	26,535	0,255	3,1	341,2	103,953	70820	12,3	13,6	671,5	247,7	0.872
16	30,192	0,255	3,1	388,2	118,282	66390	13,1	14,5	671,5	247,7	0.872

Tabla 4. Resultados de la microturbina de gas con una TIT de 900 [°C].

Con respecto al funcionamiento de la microturbina de gas (Tabla 4), se obtiene una relación de compresión óptima de 3,1 y un rendimiento de la microturbina de gas η_{mTG} de 0,255 para la mayoría de los casos. Si se compara con los resultados obtenidos en estudios anteriores, como [12] y [17], se observa cierta similitud. Por otra parte, se comprueba que la temperatura de entrada de los gases de escape al recuperador T_6 no supera el límite de 780 [°C]. La temperatura de salida de los gases T_7 es de 247,7 [°C] en la mayoría de los casos, siendo

esta una temperatura muy alta. La refrigeración de estos gases que se produce al añadir la desaladora, hace que el rendimiento del conjunto microturbina de gas-desaladora sea del 0,872 en la mayoría de los casos. Al incluir la desaladora, se aprovecha mucha de la energía aportada y que de otra forma se perdía (Figura 13) teniendo gran repercusión en el rendimiento global del sistema.

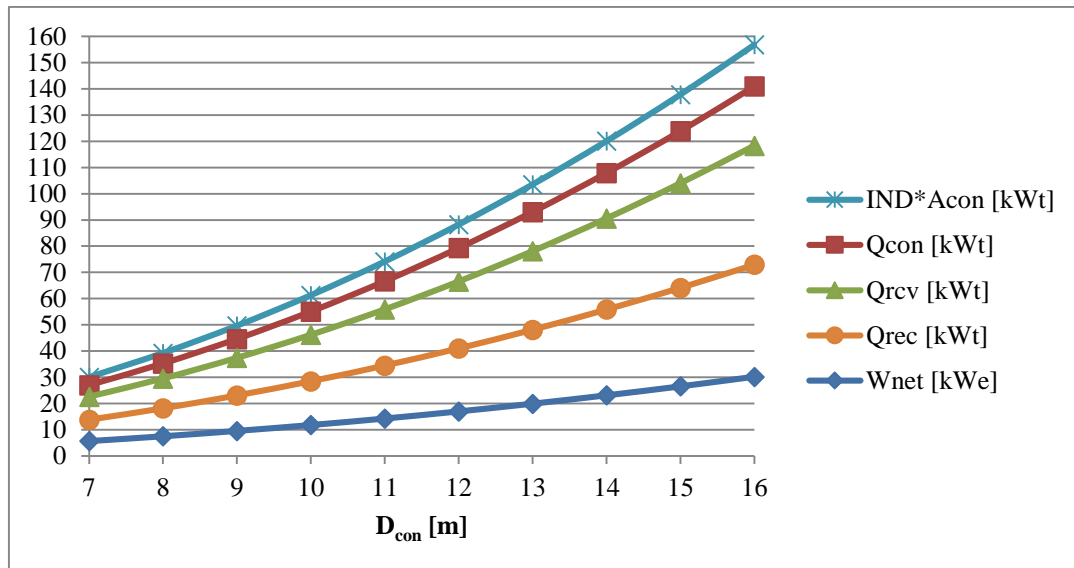


Figura 13. Flujos energéticos (potencias térmica y eléctrica) del sistema con una TIT de 900 [°C].

Por otro lado, se observa que interesan sistemas con un concentrador de diámetros mayores a 8 [m] al que le corresponde 7,5 [kWe], ya que, en estos casos, la velocidad de giro no está restringida por el generador eléctrico en menos de 120.000 [rpm], lo que permite que las máquinas funcionen con un rendimiento isentrópico óptimo, repercutiendo en un mejor rendimiento de la microturbina de gas (Figura 14).

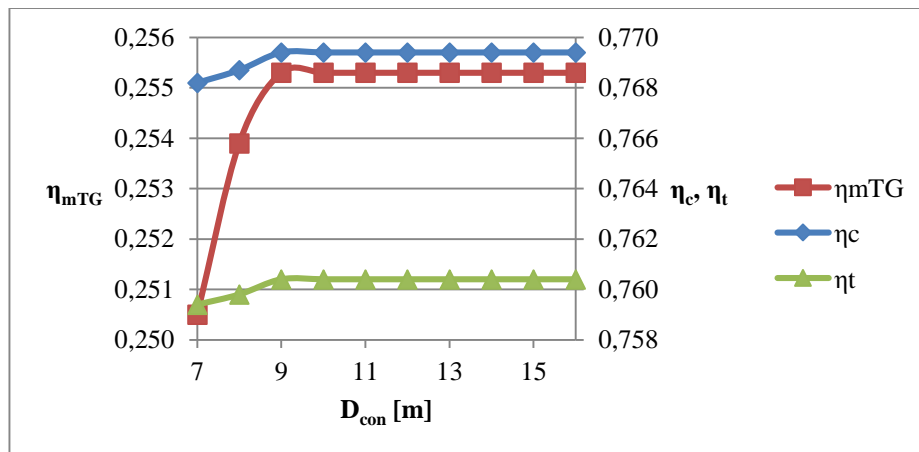


Figura 14. Variación del rendimiento isentrópico del compresor y de la turbina y del rendimiento de la microturbina con el tamaño del sistema para una TIT de 900 [°C].

Por último, con respecto al sistema de desalación (Tabla 5), se obtiene una conversión del agua de mar en agua destilada R en torno al 39%, un factor de rendimiento FR alrededor de 9,7 y un GOR en torno a 9,8. Se pueden producir entre 200 y 1100 [L/h] de agua dulce dependiendo del tamaño y la temperatura final de los gases es de 61 [°C] lo que da muestras de la cantidad de energía que se recupera. Por otro lado, la salinidad final del rechazo del sistema está en torno a 66,5 [g/kg]. Una relación de los resultados más exhaustiva del sistema de desalación puede ser encontrada en el Anexo C para el caso en el que el concentrador tiene un diámetro de 11 [m].

D_{con} [m]	Q_{rec} [kWt]	T_{gf} [°C]	m_{ew} [g/s]	$m_{f,total}$ [g/s]	S_{final} [g/kg]	$S_{máx}$ [g/kg]	$m_{d,total}$ [g/s]	$m_{d,total}$ [L/h]	R	FR	GOR
7	13,817	60,8	199,5	146,8	66,7	74,9	57,9	208	39,4	9,74	9,82
8	18,141	60,8	260,3	194	66,5	74,9	76,1	274	39,2	9,75	9,83
9	23,07	60,8	329,9	247,5	66,4	74,9	96,8	348	39,1	9,76	9,83
10	28,48	60,8	407,2	305,6	66,4	74,9	119,5	430	39,1	9,76	9,83
11	34,454	60,8	492,6	369,7	66,4	74,9	144,5	520	39,1	9,76	9,83
12	41,011	60,8	586,4	440	66,4	74,9	172	619	39,1	9,76	9,83
13	48,131	60,8	688,2	516,4	66,4	74,9	201,9	727	39,1	9,76	9,83
14	55,833	60,8	798,3	599	66,4	74,9	234,2	843	39,1	9,76	9,83
15	64,099	60,8	916,5	687,7	66,4	74,9	268,9	968	39,1	9,76	9,83
16	72,929	60,8	1042,8	782,4	66,4	74,9	305,9	1101	39,1	9,76	9,83

Tabla 5. Resultados de la desalación con una *TIT* de 900 [°C].

4.2 Resultados para una *TIT* de 800 [°C]

Los principales resultados obtenidos para un sistema con una temperatura de entrada a la turbina de 800 [°C] se presentan en la Tabla 6.

D_{con} [m]	$IND * A_{con}$ [kWt]	W_{elec} [kWe]	Q_{rec} [kWt]	m_d [L/h]	η_{sist}	η_{sist}'
7	30,018	4,938	14,427	217	0,165	0,645
8	39,207	6,462	18,888	285	0,165	0,647
9	49,621	8,179	23,912	360	0,165	0,647
10	61,261	10,099	29,531	445	0,165	0,647
11	74,126	12,221	35,728	538	0,165	0,647
12	88,216	14,545	42,519	641	0,165	0,647
13	103,531	17,071	49,906	752	0,165	0,647
14	120,072	19,799	57,888	872	0,165	0,647
15	137,837	22,730	66,464	1002	0,165	0,647
16	156,828	25,863	75,619	1139	0,165	0,647

Tabla 6. Principales resultados con una *TIT* de 800 [°C].

Para una temperatura de entrada en la turbina de 800 [°C], el sistema produce menos electricidad que el de una *TIT* de 900 [°C], entre 5 y 26 [kWe], y resulta tener un rendimiento total en torno al 16,5%, es decir, un 2,5% inferior que el de una *TIT* de 900 [°C] (Figura 15). Esto es debido principalmente al peor rendimiento de la microturbina de gas. Con respecto a la implementación del sistema de desalación de agua de mar en el escape, se observa que el rendimiento del sistema con la aplicación de la desaladora llega a valores similares a los del caso anterior, alrededor del 65%. La diferencia entre los dos sistemas está en que el sistema con una temperatura de entrada a la turbina de 900 [°C] produce un poco más electricidad que el de 800 [°C] (Figura 16), aunque éste último produce un poco más de agua dulce, entre 220 y 1140 [L/h] dependiendo del tamaño, al disponer de más potencia térmica en el escape (Figura 17).

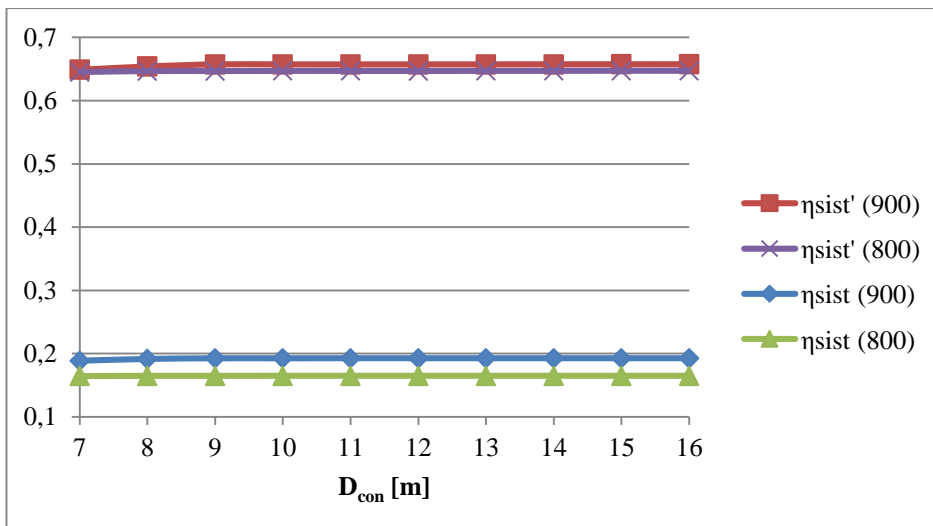


Figura 15. Comparación del rendimiento del sistema con una *TIT* de 800 [°C] y de 900 [°C].

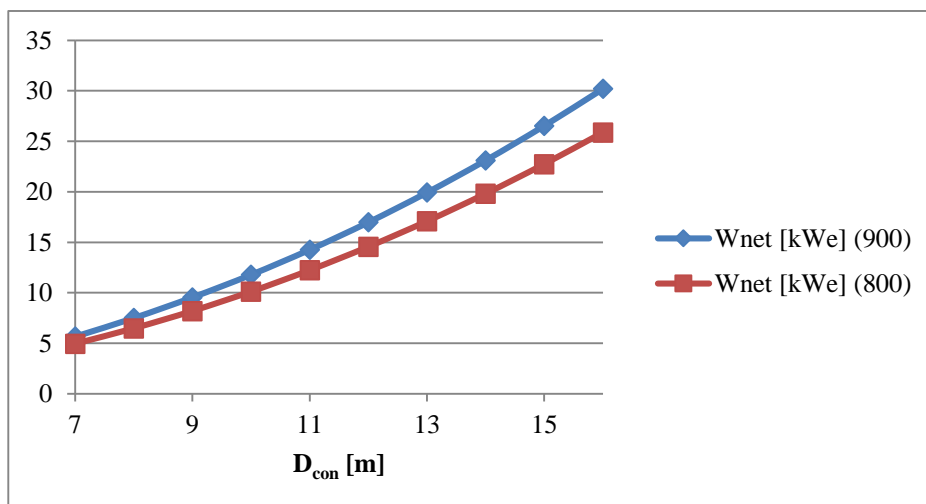


Figura 16. Comparación de la potencia eléctrica producida con una *TIT* de 800 [°C] y de 900 [°C].

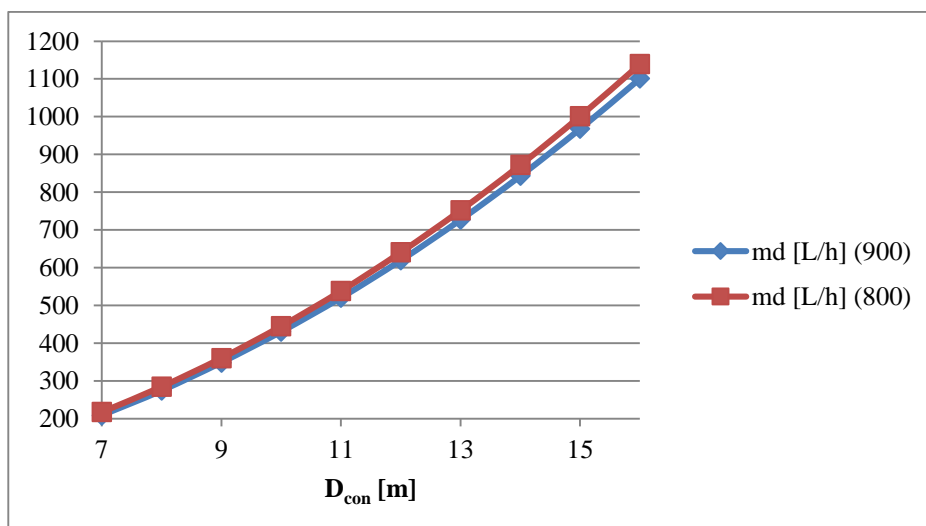


Figura 17. Comparación de la producción de agua dulce con una *TIT* de 800 [°C] y de 900 [°C].

Con respecto al funcionamiento del concentrador y del receptor solar para esta temperatura de entrada a la turbina, se obtienen los resultados de la Tabla 7.

D_{con} [m]	D_{rcv} [cm]	Q_{con} [kWt]	η_{con}	Q_{rcv} [kWt]	PR [kWt]	PC [kWt]	η_{rcv}	T_3 [°C]	T_g [°C]
7	8,2	26,977	0,899	22,755	4,013	0,130	0,844	546,0	574,6
8	9,4	35,235	0,899	29,727	5,241	0,165	0,844	541,2	574,7
9	10,6	44,595	0,899	37,627	6,635	0,203	0,844	541,2	576,4
10	11,7	55,055	0,899	46,457	8,193	0,245	0,844	541,2	577,8
11	12,9	66,617	0,899	56,217	9,915	0,290	0,844	541,2	579,0
12	14,1	79,280	0,899	66,907	11,802	0,339	0,844	541,2	580,2
13	15,3	93,043	0,899	78,528	13,853	0,390	0,844	541,2	581,2
14	16,4	107,908	0,899	91,079	16,068	0,445	0,844	541,2	582,1
15	17,6	123,874	0,899	104,560	18,448	0,504	0,844	541,2	582,9
16	18,8	140,942	0,899	118,972	20,992	0,565	0,844	541,2	583,7

Tabla 7. Resultados del concentrador y del receptor solar con una TIT de 800 [°C].

El rendimiento del concentrador η_{con} y el del receptor solar η_{rcv} resultan ser casi idénticos a los del sistema con una temperatura de entrada de 900 [°C]. Se comprueba que la temperatura del cristal T_g no supera el límite fijado de 850 [°C] en ninguno de los casos al igual que antes.

Con respecto al funcionamiento de la microturbina de gas se obtienen los resultados de la Tabla 8. Se observa que la restricción de velocidad de giro a menos de 120.000 [rpm] no afecta apenas en este caso al rendimiento isentrópico del compresor ni de la turbina de gas, pudiendo diseñarse en su óptimo. Se comprueba también que la temperatura de entrada de los gases de escape al recuperador T_6 no supera el límite de 780 [°C].

D_{con} [m]	W_{elec} [kWe]	η_{TG}	RC	m [g/s]	Q_{rcv} [kWt]	w [rpm]	D_c [cm]	D_t [cm]	T_6 [°C]	T_7 [°C]	η_{mTG+P}
7	4,938	0,217	2,7	89,2	22,755	120000	6,9	7,2	615,4	221,7	0,933
8	6,462	0,217	2,8	114,3	29,727	112690	7,3	7,8	608,8	225,2	0,933
9	8,179	0,217	2,8	144,7	37,627	100160	8,2	8,8	608,8	225,2	0,933
10	10,099	0,217	2,8	178,7	46,457	90140	9,1	9,8	608,8	225,2	0,933
11	12,221	0,217	2,8	216,2	56,217	81950	10,0	10,8	608,8	225,2	0,933
12	14,545	0,217	2,8	257,3	66,907	75110	10,9	11,8	608,8	225,2	0,933
13	17,071	0,217	2,8	302,0	78,528	69330	11,9	12,7	608,8	225,2	0,933
14	19,799	0,217	2,8	350,3	91,079	64380	12,8	13,7	608,8	225,2	0,933
15	22,730	0,217	2,8	402,2	104,560	60090	13,7	14,7	608,8	225,2	0,933
16	25,863	0,217	2,8	457,6	118,972	56330	14,6	15,7	608,8	225,2	0,933

Tabla 8. Resultados de la microturbina de gas con una TIT de 800 [°C].

Es resaltable que el aumento de potencia térmica en el escape del sistema con una temperatura de entrada a la turbina de 800 [°C] se debe a un aumento del gasto másico de aire que este sistema utiliza con respecto al de 900 [°C] y no por un aumento de la temperatura de escape. De hecho, el sistema con una temperatura de entrada a la turbina de 800 [°C] tiene una temperatura de los gases de escape de entorno 225 [°C] y la del otro sistema es de alrededor de 247 [°C].

Por último, con respecto al sistema de desalación (Tabla 9), se obtiene una conversión R , un factor de rendimiento FR y un GOR muy similares a los del sistema con una TIT de 900 [°C]. Así mismo, la temperatura final de los gases es la misma. El único cambio es que debido a la mayor potencia térmica del escape, la desaladora podrá tratar más agua de mar, y por tanto, obtener más agua dulce.

D _{con} [m]	Q _{rec} [kWt]	T _{gf} [°C]	m _{cw} [g/s]	m _{f,total} [g/s]	S _{final} [g/kg]	S _{máx} [g/kg]	m _{d,total} [g/s]	m _{d,total} [L/h]	R	FR	GOR
7	14,427	60,8	209,5	152,4	66,9	74,9	60,4	217	39,4	9,74	9,82
8	18,888	60,8	273,6	200,0	66,8	74,9	79,1	285	39,2	9,75	9,83
9	23,912	60,8	346,4	253,2	66,8	74,9	100,1	360	39,1	9,76	9,83
10	29,531	60,8	427,8	312,7	66,8	74,9	123,6	445	39,1	9,76	9,83
11	35,728	60,8	517,6	378,3	66,8	74,9	149,5	538	39,1	9,76	9,83
12	42,519	60,8	615,9	450,3	66,8	74,9	178,0	641	39,1	9,76	9,83
13	49,906	60,8	723	528,5	66,8	74,9	208,9	752	39,1	9,76	9,83
14	57,888	60,8	838,6	613,0	66,8	74,9	242,3	872	39,1	9,76	9,83
15	66,464	60,8	962,8	703,8	66,8	74,9	278,2	1002	39,1	9,76	9,83
16	75,619	60,8	1095,4	800,8	66,8	74,9	316,5	1139	39,1	9,76	9,83

Tabla 9. Resultados de la desalación con una *TIT* de 800 [°C].

5 CONCLUSIONES

La simulación del modelo matemático del sistema disco-mTG unido a una desaladora aporta unos resultados muy positivos. La aplicación del equipo de desalación mejora la eficiencia energética del sistema desde un 19% a alrededor del 65%. El sistema es capaz de producir entre 5,5 y 30 [kW] de potencia eléctrica y entre 210 y 1100 [L/h] de agua dulce dependiendo del tamaño. Con la aplicación de la desaladora, se consigue además refrigerar los gases de escape desde una temperatura de 248 a 61 [°C] lo que da muestras de la gran cantidad de energía recuperada.

En la optimización del diseño del sistema, los resultados más importantes son que se ha obtenido un rendimiento de la microturbina de gas de 25,5% con una relación de compresión de 3,1 y con respecto a la desaladora, un factor de rendimiento de entorno a 9,7.

Se ha estudiado la dependencia de los resultados con la temperatura de entrada a la turbina. Se ha podido comprobar que una disminución de la temperatura de entrada a la turbina afecta negativamente a la producción de electricidad por ser menor el rendimiento de la microturbina de gas. Sin embargo, se obtiene una mayor producción de agua dulce con la misma eficiencia en la desalación al tener más energía térmica los gases de escape. Con respecto al rendimiento global del sistema, para ambos casos es idéntico.

El sistema de estudio resulta ser, basándose en estos resultados, una tecnología de potencial aplicación en localizaciones aisladas y subdesarrolladas que necesiten de electricidad y de agua dulce. Teniendo una gran eficiencia energética y pudiendo funcionar únicamente con energía solar. Por todo ello, se debería seguir investigando esta tecnología con varios objetivos. Primero, estudiar cómo funcionaría el sistema fuera del punto de diseño y como sería su comportamiento a lo largo del año. Segundo, se deberían estudiar sus costes tanto de instalación como de la producción de electricidad y agua dulce. Por último, se debería comparar su comportamiento y sus costes con el de otras alternativas para localizaciones donde tiene potencial interés su aplicación.

ANEXO A

Para establecer el rendimiento isentrópico del compresor η_c y el de la turbina η_t se recurrirá a los diagramas de velocidad específica, diámetro específico y rendimiento isentrópico máximo de [44] como se indicó en el apartado 3.4. En estos diagramas, tanto en el de compresor como en el de turbina, se estudiarán como candidatos los puntos situados en la línea de Cordier, donde se encuentran los puntos de mayor rendimiento isentrópico máximo (Figura 18).

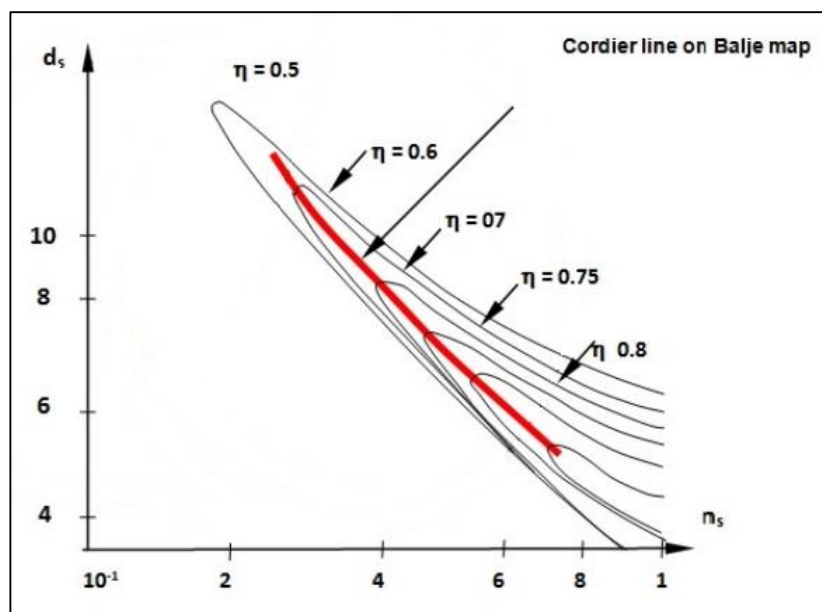


Figura 18. Línea de Cordier a partir del mapa de Balje de un compresor ([44] y [46]).

Primero, se hallará el rendimiento isentrópico máximo del compresor. Para ello se estudiará, en cada caso, si es posible alcanzar el punto de mayor rendimiento, que es el de velocidad específica igual a 0,64 y diámetro específico igual a 4,2. Se considera que el generador eléctrico no puede girar a más de 120.000 [rpm], así que, si fijando este punto, la velocidad de giro del compresor fuera menor que 120.000 [rpm], el rendimiento del compresor se establecería como el máximo posible. Si la velocidad de giro resultante fuera mayor de 120.000 [rpm], no sería posible esta forma de actuación. En esta situación, se fijaría la velocidad de giro en 120.000 rpm, calculándose a partir de este dato la velocidad específica, con la que se obtendría el diámetro específico que le corresponde en la línea de Cordier así como el rendimiento isentrópico máximo del compresor en ese punto.

Una vez hallado el rendimiento isentrópico máximo del compresor, se hallará el de la turbina. Como la velocidad de giro del compresor es la misma que la de la turbina al estar montados sobre el mismo eje, es posible calcular la velocidad específica de ésta. Con la velocidad específica, se puede hallar el diámetro específico y el rendimiento isentrópico máximo de la turbina correspondiente en la línea de Cordier.

Los rendimientos isentrópicos máximos de compresor y de la turbina serán corregidos de forma que puedan usarse como rendimientos isentrópicos de las dos máquinas. La corrección se hace de forma que los valores sean del mismo orden que los usados por [17]. Estos factores de corrección serán de 0,907 para el del compresor y de 0,849 para el de la turbina.

ANEXO B

En este anexo se buscará el efecto al cuál es más beneficioso introducir vapor externo de la desaladora de agua además de al primero. Para ello, se simulará el sistema con concentrador de 11 [m] de diámetro de apertura con vapor externo en distintos efectos además del primero.

Conforme se introduzca el vapor en un efecto más lejano del primero, menor será la temperatura final de salida de los gases, y por tanto, mayor la cantidad de energía recuperada. Sin embargo, el objetivo que se persigue es maximizar la cantidad de agua dulce producida. Los resultados se muestran en la Tabla 10 y en la Figura 19. Se concluye que el efecto óptimo para introducir el vapor externo además del primero es el octavo, teniendo los gases una temperatura final de 60,8 [°C].

Efectos con vapor externo	Q_{rec} [kWt]	T_{gf} [°C]	$m_{f,total}$ [g/s]	$m_{d,total}$ [g/s]	m_d [L/h]	R	FR	GOR
1	31,463	77,0	369,7	134,2	483	36,3	9,923	9,986
1 y 6	33,624	65,3	369,7	143,6	517	38,9	9,937	10,007
1 y 7	34,041	63,0	369,7	144,3	519	39,0	9,859	9,932
1 y 8	34,455	60,8	369,7	144,5	520	39,1	9,758	9,833
1 y 9	34,868	58,5	369,7	144,4	520	39,1	9,636	9,714
1 y 10	35,279	56,3	369,7	144,0	518	38,9	9,493	9,574
1 y 11	35,690	54,1	369,7	143,2	516	38,7	9,331	9,416

Tabla 10. Optimización del efecto al que se introduce vapor externo además de al primero.

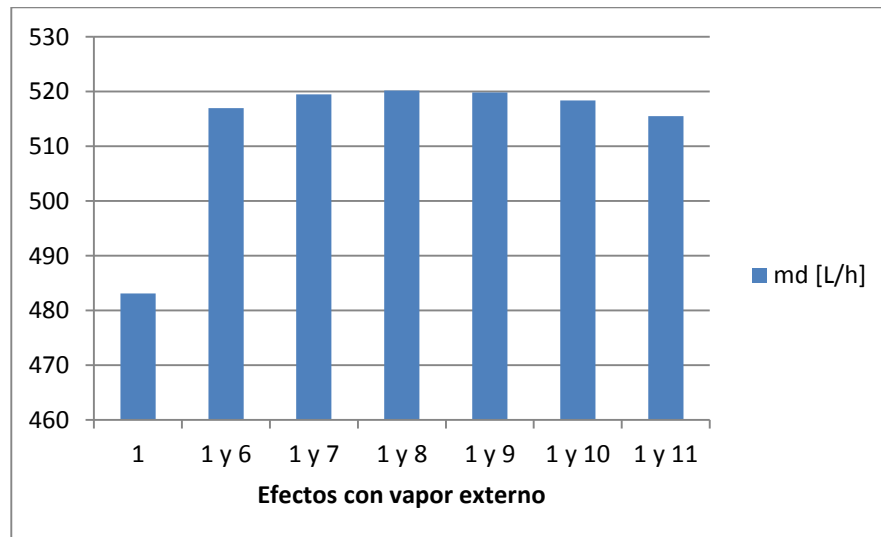


Figura 19. Optimización del efecto al que se introduce vapor externo además de al primero.

ANEXO C

En este anexo se incluye una relación de resultados más completa del equipo de desalación para el sistema con diámetro de apertura del concentrador de 11 [m]. Se muestran los resultados de los distintos parámetros de cada efecto en la Tabla 11.

N	m_v [g/s]	m_f [g/s]	m_d [g/s]	m_b [g/s]	S_b [g/kg]	m_{bb} [g/s]	S_{bb} [g/kg]	m_{fb} [g/s]	m_{rev} [g/s]	T_v [°C]	T [°C]	p [kPa]
1	13,4	26,4	12,1	14,3	74,9	14,3	74,9	0,0	0,0	67,0	65,3	25,95
2	12,1	26,4	10,8	15,6	68,8	29,9	71,9	0,1	0,1	64,6	62,9	23,30
3	10,9	26,4	9,7	16,7	64,5	46,4	69,4	0,1	0,1	62,2	60,5	20,92
4	10,0	26,4	8,9	17,5	61,4	63,8	67,4	0,2	0,1	59,9	58,2	18,78
5	9,2	26,4	8,3	18,1	59,3	81,6	65,8	0,2	0,2	57,6	55,9	16,85
6	8,7	26,4	7,9	18,6	57,9	99,9	64,5	0,3	0,2	55,3	53,6	15,10
7	8,4	26,4	7,6	18,8	57,2	118,3	63,6	0,4	0,2	53,0	51,3	13,52
8	9,5	26,4	8,8	17,6	61,2	135,4	63,5	0,4	0,3	50,8	49,1	12,08
9	9,6	26,4	9,0	17,4	61,8	152,3	63,5	0,5	0,3	48,5	46,8	10,77
10	9,8	26,4	9,4	17,0	63,1	168,8	63,7	0,6	0,3	46,2	44,5	9,58
11	10,3	26,4	10,0	16,4	65,3	184,6	64,0	0,6	0,4	44,0	42,3	8,51
12	11,0	26,4	10,7	15,7	68,5	199,6	64,6	0,7	0,4	41,7	40,0	7,54
13	11,8	26,4	11,7	14,7	73,0	213,6	65,4	0,7	0,5	39,5	37,8	6,66
14	12,9	26,4	12,8	13,6	79,2	226,4	66,4	0,8	0,5	37,2	35,5	5,87

Tabla 11. Resultados exhaustivos de la desalación con una TIT de 900 [°C] (I).

Se puede observar cómo varía la cantidad de destilado que se produce en cada efecto en la Figura 20.

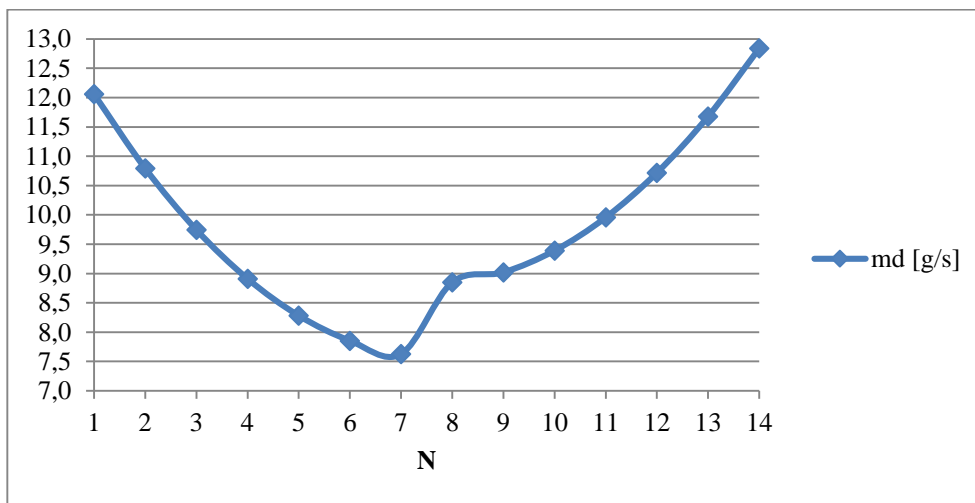


Figura 20. Variación de la cantidad de destilado producido en cada efecto.

Por otro lado, la variación de la temperatura y presión en cada efecto se puede ver en la Figura 21.

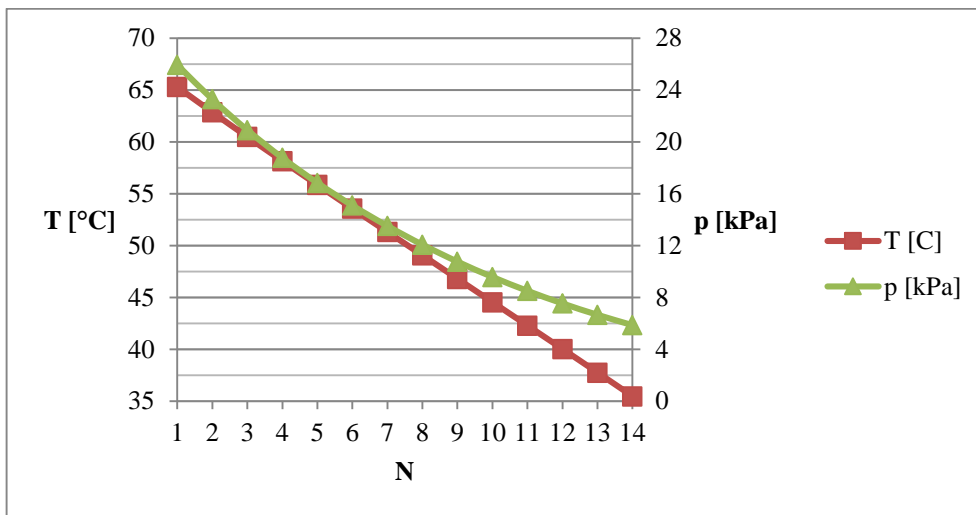


Figura 21. Variación de la temperatura y presión en cada efecto.

Por último, se muestran los resultados globales del equipo de desalación para este caso en la Tabla 12.

Q_{rec} [kWt]	T_{gf} [°C]	$m_{v,ext,total}$ [g/s]	m_{cw} [g/s]	$m_{f,total}$ [g/s]	S_{final} [g/kg]	$S_{máx}$ [g/kg]	m_d [g/s]	m_d [L/h]	R	FR	GOR
34,454	60,8	14,7	492,6	369,7	66,4	74,9	144,5	520	39,1	9,76	9,83

Tabla 12. Resultados exhaustivos de la desalación con una TIT de 900 [°C] (II).

REFERENCIAS

- [1] L. Six y R. Elkins, Solar Brayton engine/alternator set, Parabolic Dish Solar Thermal Power Annual Program Review, pp. 23-36, 1981.
- [2] D. Gallup y J. Kesseli, «A solarized Brayton engine based on turbocharger technology and DLR receiver,» de *ASME, Joint Solar Engineering Conference*, pp. 561-566, 1994.
- [3] J. Kesseli y A. Wells, «Cost comparative 30 kWe gas turbine/generator demonstration for cogeneration or solar-electric applications,» de *IEEE, 24th International Energy Conversion Engineering Conference*, pp. 1903-1908, 1989.
- [4] B. Dickey, «Test results from a concentrated solar microturbine Brayton cycle integration gt2011-45918,» de *ASME-IGTI, ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 1013-1036, 2011.
- [5] W. Stine y R. Harrigan, *Solar Energy Fundamentals and Design*, Wiley-Interscience, 1985.
- [6] T. Mancini, P. Heller, B. Butler, B. Osborn, W. Schiel y R. Buck, «Dish-stirling systems: an overview of development and status,» *J. Sol. Energy Eng.*, pp. 125 (2), 135–151, 2003.
- [7] Various, «Report on State-of-the-art of Dish-engine Applications. Progress Report. European Commission, oMSoP Project (FP7 Grant n. 308952).,» 2013.
- [8] G. Barigozzi, G. Bonetti, G. Franchini, A. Perdichizzi y S. Ravelli, «Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine,» *Sol. Energy*, vol. 7, n° 86, pp. 2116-2127, 2012.
- [9] U. Fisher, C. Surgarmen y J. Sinai, «Gas turbine “solarization”-modifications for solar/fuel hybrid operation.,» *J. Sol. Energy Eng.*, n° 126, pp. 872-878, 2014.
- [10] B. LLC, *Brayton Power Conversion System*, 2011.
- [11] W. Le Roux, T. Bello-Ochende y J. Meyer, «Thermodynamic optimisation of the integrated design of a small-scale solar thermal Brayton cycle.,» *Int. J. Energy Res.*, vol. 11, n° 36, pp. 1088-1104, 2012.
- [12] L. Aichmayer, J. Spelling, B. Laumert y T. Fransson, «Micro gas-turbine design for small-scale hybrid solar power plant,» *J. Eng. Gas Turbines Power*, pp. 135 (11), 113001–113011, 2013.
- [13] M. Lanchi, M. Montecchi, T. Crescenzi, D. Mele, A. Miliozzi, V. Russo, D. Mazzei, M. Misceo, M. Falchetta y R. Mancini, «Investigation into the coupling of micro gas turbines with CSP technology.,» *OMSoP project. Energy Procedia*, n° 69, pp. 1317-1326.

- [14] Hischer, L. P. I. y A. Steinfeld, «Experimental and numerical analyses of a pressurized air receiver for solar-driven gas turbines,» *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 2, n° 134, p. 021003–021008. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4005446>, 2012.
- [15] W. Wang, G. Ragnolo, L. Aichmayer, T. Strand y B. Laumert, «Integrated design of a hybrid gas turbine-receiver unit for a solar dish system,» *Energy Procedia*, n° 69, pp. 583-592 <http://dx.doi.org/10.1016/>, 2015.
- [16] G. Ragnolo, L. Aichmayer, W. Wang, T. Strand y B. Laumert, «Technoeconomic design of a micro-gas turbine for a solar dish system,» *Energy Procedia*, n° 69, pp. 1133-1142, 2015.
- [17] S. Semprini, D. Sánchez y A. De Pascale, «Performance analysis of a micro gas turbine and solar dish integrated system under different solar-only and hybrid operating conditions,» *Sol Energy*, pp. 132, 279–93., 2016.
- [18] F. Nepveu, A. Ferriere y F. Bataille, «Thermal model of a dish/stirling systems,» *Sol. Energy*, vol. 1, n° 83, pp. 81-89 <http://dx.doi.org/>, 2009.
- [19] G. Gavagnin, D. Sánchez, G. Martínez, J. Rodríguez y A. Muñoz, «Cost analysis of solar thermal power generators based on parabolic dish and micro gas turbine: Manufacturing, transportation and installation,» *Applied Energy*, n° 194, pp. 108-122, 2017.
- [20] G. Gavagnin, D. Sánchez, G. Martínez, J. Rodríguez y A. Muñoz, «Economic-competitiveness of dish-mgt solar power generators GT2017-64351,» de *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2017*, Charlotte, NC, USA, 2017.
- [21] K. A. Annan, *We the peoples*, New York: The United Nations, 2000.
- [22] G. Howard y J. Bartram, *Domestic Water Quantity, Service Level and Health*, Ginebra: World Health Organization, 2003.
- [23] United Nations, *Water for People, Water for Life - UN World Water Development Report.*, París: UNESCO Publishing, 2003.
- [24] H. T. El-Dessouky y H. Ettouney, *Fundamentals of Salt Water Desalination*, Amsterdam: Elsevier, 2002.
- [25] L. García, J. Blanco, D. Alarcón y M. Vicent, *Tecnología híbrida de desalinización avanzada solar-gas basada en captadores solares estáticos. Capítulo 3.*, Madrid: CIEMAT, 2007.
- [26] S. Manor, *EDS Newsletter*, p. 5., Issue 11, 2000.
- [27] F. Virgili, *IDA Desalination YearBook 2016-2017*, Desaldata, 2016.
- [28] *Utilities Middle East*, «Morocco To Build A Desalination Plant In Casablanca-Settat,» <https://www.utilities-me.com/article-5040-morocco-to-build-a-desalination-plant-in-casablanca-settat>, 2017.
- [29] K. Wangnick, *The International Desalination and Water Reuse Quarterly*, vol. 10/1, pp. 14-21., 2000.
- [30] H. El-Dessouky y e. al., *Applied Thermal Engineering*, 20, pp. 1679-1706, 2000.

- [31] I. Al-Mutaz, *Desalination*, 141, pp.145-156, 2001.
- [32] Optimized Microturbine Solar Power System Project (OMSoP), Enero 2013. [En línea]. Available: <https://omsop.serverdata.net/SiteAssets/Pages/Publications%20and%20Reports/D1.5%20-%20Optimized%20dish%20design.pdf>.
- [33] A. Ávila Marín, «Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: a review,» *Sol. Energy*, pp. 85 (5), 891–910, 2011.
- [34] P. Pozivil, F. Ettlin, N. Stucker y A. Steinfeld, «Modular design and experimental testing of a 50 kWth pressurized-air solar receiver for gas turbines,» *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 3, n° 137, p. 031002–031007. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4028918>, 2015.
- [35] O. J. Morin, *Desalination*, 93, pp.69-109, 1993.
- [36] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney y F. Mandani, «Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 1679-1706, 2000.
- [37] M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard y S. M. Zubair, «Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data,» *Desalination and Water Treatment*, vol. 16, pp. 354-380, 2010.
- [38] C. Soares, *Microturbines*, Butterworth-Heinemann, Burlington, 2007.
- [39] C. Ho y B. Iverson, «Review of high-temperature central receiver,» *Renew. Sustain. Energy Rev.*, n° 29, p. 835–846. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.099>, 2014.
- [40] M. Röger, C. Rickers, R. Uhlig, F. Neumann y C. Polenzky, «Infrared-reflective coating on fused silica for a solar high-temperature receiver,» *J. Sol. Energy Eng.*, pp. 131 (2), 021004–021007, 2009.
- [41] J. R. Welty, C. E. Wicks y R. E. Wilson, *Fundamentals of momentum, heat and mass transfer*, John Wiley and Sons, 1984.
- [42] S. Wright, R. Fuller, R. Lipinski, K. Nichols y N. Brown, «Operational results of a closed Brayton cycle test-loop,» *El-Genk M. (Ed.), Space Technology and Applications Technology Forum – STAIF2005, Hoboken, NJ*, p. 699–746, 2005.
- [43] C. McDonald, «Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines,» *Appl. Therm. Eng.*, pp. 23 (12), 1463–1487, 2003.
- [44] O. E. Balje, *Turbomachines : a guide to design, selection and theory*, John Wiley and Sons, 1981.
- [45] F. Millero, R. Feistel, D. G. Wright y T. J. McDougall, «The composition of Standard Seawater and the definition of the Reference-Composition Salinity Scale,» *Deep Sea Research Part I: Oceanographic Research Papers*, vol. 1, n° 55, pp. 50-72, 2008.
- [46] R. Capata y E. Sciubba, «Turbomachinery, Experimental Fitting of the Re-Scaled Balje Maps for Low-Reynolds Radial,» *Energies*, n° 8, pp. 7986-8000, 2015.