

Proyecto fin de grado
Grado en ingeniería de las tecnologías
industriales

Captura de dióxido de carbono en centrales de
turbina de gas mediante oxicomcombustión parcial de
gas natural

Autor: Javier Pamos Serrano

Tutor: David Sánchez Martínez y
Fernando Vega Borrero

Dpto. Máquinas y motores térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2013



Proyecto fin de grado
Grado en ingeniería de las tecnologías industriales

Captura de dióxido de carbono en centrales de turbina de gas mediante oxidación parcial de gas natural

Autor: Javier Pamos Serrano

Tutor:

David Sánchez Martínez

Catedrático

Fernando Vega Borrero

Profesor titular

Dpto. de Máquinas y motores térmicos

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Proyecto fin de grado: Captura de dióxido de carbono en centrales de turbina de gas mediante
oxi-combustión parcial de gas natural

Autor: Javier Pamos Serrano
Tutor: David Sánchez Martínez y
Fernando Vega Borrero

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Agradecimientos

A David y Fernando, mis tutores, que me han enseñado y ayudado tanto y tan amablemente. A Emilio porque mi torpeza nunca pudo con su paciencia desinteresada. Por último, a mi familia por haberme traído hasta aquí.

Valgan estas pobres palabras para mostrarles a todos ellos mis mayores agradecimientos.

Contenido

Introducción	11
Tecnologías de captura de dióxido de carbono	12
Tecnologías de captura en post-combustión. Absorción química.	12
Tecnologías basadas en solventes pre-combustión.....	14
Tecnologías de oxidación	15
Tecnologías basadas en membranas para su uso en pre-combustión y post-combustión.	17
Análisis de un ciclo combinado con distintas técnicas de reducción de CO_2	17
Metodología	18
Caracterización de la planta de referencia	18
Modelo de refrigeración de álabes	20
Modelo de gasto corregido variable	21
Planta de ciclo combinado con oxidación y recirculación de gases	24
Planta de separación criogénica de aire	26
Resultados	28
Rendimiento de la planta de ciclo combinado.....	28
Rendimiento de la planta con la unidad de separación de aire	38
Potencia del ciclo combinado	41
Fracción molar de dióxido de carbono en los gases de chimenea.....	42
Planta de ciclo combinado con unidad de absorción de CO_2 con aminas	44
Análisis económico de las distintas alternativas	48
Coste de inversión	48
Costes de operación y mantenimiento	51
Resultados	51
Conclusiones	53
Análisis termodinámico del ciclo combinado con oxidación y recirculación.....	53
Análisis termodinámico del ciclo combinado con oxidación, recirculación y planta de absorción de CO_2	54
Análisis económico del ciclo combinado con oxidación, recirculación y planta de absorción de CO_2	54
Mejora de la metodología.....	55
Anexo	56
Bibliografía	60

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de un ciclo combinado con recuperación por aminas (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).	12
Figura 2. Esquema de un ciclo combinado con gasificador (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).	14
Figura 3. Planta con oxidación (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).	15
Figura 4. Esquema de una planta de combustión en ciclo químico (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).	16
Figura 5. Diagrama h-s con todos los escalonamientos de la turbina..... ¡Error! Marcador no definido.	
Figura 6. Diagrama h-s de la refrigeración.	21
Figura 7. Caldera de recuperación y lado del vapor en la planta de ciclo combinado.....	22
Figura 8. Planta de ciclo combinado con oxidación y recirculación de gases.....	25
Figura 9. Planta criogénica de separación de aire.....	27
Figura 10. Consumo energético del compresor de la ASU en función de la pureza de oxígeno.	28
Figura 11. Representación 3D del rendimiento del CC.	29
Figura 12. Curvas de nivel del rendimiento del CC.	29
Figura 13. Calor aportado en la cámara de combustión vs recirculación.	30
Figura 14. Temperatura de salida del compresor vs recirculación.	31
Figura 15. Coeficiente isentrópico en el compresor vs recirculación.	31
Figura 16. Calor específico en la cámara de combustión vs recirculación.....	32
Figura 17. Potencia bruta turbina de gas vs recirculación.	33
Figura 18. TET vs recirculación.	33
Figura 19. Coeficiente isentrópico turbina de gas vs recirculación.....	34
Figura 20. Calor específico turbina de gas - recirculación.....	34
Figura 21. Consumo del compresor vs recirculación.	35
Figura 22. Calor específico del aire en el compresor vs recirculación.	35
Figura 23. Diferencia de temperaturas en el compresor vs recirculación.	35
Figura 24. Potencia neta de la turbina de gas vs recirculación.	36
Figura 25. Potencia turbina de vapor vs recirculación.....	37
Figura 26. Coeficientes isentrópico vs grado de oxidación.....	38
Figura 27. Calores específicos vs grado de oxidación.....	38
Figura 28. Representación 3D del rendimiento de la planta con ASU.	39
Figura 29. Curvas de nivel del rendimiento de la planta con ASU.	39
Figura 30. Representación 3D de la diferencia porcentual entre el rendimiento con y sin ASU.40	
Figura 31. Representación 3D de la potencia de la planta.....	41
Figura 32. Mapa de curvas de la potencia de la planta.....	41
Figura 33. Representación 3D de la fracción molar de dióxido de carbono a la salida del CC. ..	42
Figura 34. Mapa de curvas de la fracción molar de dióxido de carbono a la salida del CC.	42
Figura 35. Variación de la concentración de CO ₂ con el EGR (Li H. , 2011).	43
Figura 36. Curva de regresión del consumo específico.....	45
Figura 38. Representación 3D del rendimiento total de la planta.	46
Figura 39. Potencia del reboiler vs recirculación.	47
Figura 40. Emisiones totales de dióxido de carbono.	48
Figura 41. Obtención del factor de escala del stripper.	50

Figura 42. Valor actual neto según recirculación y oxidación en una planta con absorción.	52
Figura 43. Valor actual neto para 50 y 60 €/tonCO ₂ para plantas con y sin unidad de absorción.	52
Figura 44. Tasa interna de retorno para 50 y 60 €/tonCO ₂ para plantas con y sin unidad de absorción.	53
Figura 45. Diagrama Q-T ciclo combinado.	57

Índice de tablas

Tabla 1. Condiciones de operación en la turbina de gas.....	19
Tabla 2. Rendimientos isentrópicos en la turbina de gas.	19
Tabla 3. Pérdidas de carga en la turbina de gas.....	19
Tabla 4. Presiones y Pinch Point del vapor.	22
Tabla 5. Rendimientos de los equipos del circuito de vapor.	23
Tabla 6. Pérdidas de carga en el circuito de vapor.	23
Tabla 7. Consumos específicos de la planta de absorción.	44
Tabla 8. Consumos del reboiler de la planta de absorción de dióxido de carbono.	45
Tabla 9. Factores de escala de la planta de absorción.	50
Tabla 10. Parámetros económicos de la planta de referencia.....	51
Tabla 11. Resultados ciclo combinado de referencia.....	56
Tabla 12. Resultados del ciclo combinado y ASU para distintas recirculaciones y grados de oxicombustión.....	59

Introducción

Actualmente la producción de energía eléctrica sigue en gran medida enraizada en las técnicas de producción convencionales con combustión de combustibles fósiles. En 2017 la producción de energía eléctrica en España con fuentes que emiten dióxido de carbono directamente fue del 42% sumando carbón, ciclo combinado y cogeneración (Red Eléctrica Española, 2017). Este hecho evidencia la fuerte dependencia que la energía tiene y seguirá teniendo con los combustibles fósiles debido a la necesidad de suministro continuo de energía que no garantizan hoy en día las energías renovables. Dentro de estas técnicas de producción, el ciclo combinado ha ido creciendo estos últimos años. En concreto, dentro del mercado español, el ciclo combinado ha aumentado su producción de energía unos 2-3 puntos porcentuales al año desde 2015, encontrándose ahora en el 13.6% de la producción de energía eléctrica en España. Esto se debe al mayor rendimiento que presenta esta tecnología con respecto a las demás y las reducidas emisiones respecto de otras tecnologías basadas en combustible fósil.

La contribución a la emisión de gases de efecto invernadero en los ciclos combinados es evidente y el control y reducción de contaminantes es una necesidad en este tipo de producción. En la actualidad el sector de producción energética contribuye el 24.1% de las emisiones de CO_2 (INE, Cuentas de emisiones a la atmósfera, 2017). Además, la legislación de la mayoría de países e instituciones apunta a mayores restricciones en los que se refiere a emisiones como se ha ido plasmando en los protocolos de Kioto y París o la iniciativa europea "Horizonte 2020". Estas iniciativas se orientan, fundamentalmente, al dióxido de carbono que es, por volumen, el principal causante del efecto invernadero y deterioro del medio ambiente.

Es por ello que se han ido desarrollando durante estos años distintos tipos de tecnologías para la reducción o captura de dióxido de carbono. Por ello existen varios métodos para reducir la huella de carbono. Una de las opciones es combinar una planta de producción de potencia convencional con energías renovables como eólica o solar de forma que la planta convencional cubriese los déficits de la renovable. Otra solución es tratar de aumentar el rendimiento de la planta de forma que se consuma menos combustible y por ello emita menos CO_2 . Por último, encontramos los métodos de captura de CO_2 con los que se pretende separar el dióxido del resto de gases de combustión para así almacenarlo o bien utilizarlo en la industria química para algún uso en concreto, como la producción de fertilizantes, pero en ningún caso emitirlos a la atmósfera. Si bien es cierto que la captura requiere de una transformación del dióxido de carbono en otros productos para que sea realmente eliminado y no simplemente almacenado, se han desarrollado distintas técnicas con el propósito de capturar dióxido de carbono, confiando el problema del almacenamiento a una futura solución.

Este trabajo se focaliza en las técnicas de captura de CO_2 como método para reducir las emisiones en una planta de ciclo combinado. Como se ha dicho anteriormente, existen distintos tipos de técnicas para la captura de dióxido de carbono. La captura a través de un solvente ha sido utilizada desde hace décadas, ya sea para la utilización del CO_2 o para su almacenamiento y así evitar la emisión, y por ello es la que presenta mayor madurez tecnológica.

Tecnologías de captura de dióxido de carbono

Las tecnologías de captura y almacenamiento de CO₂ (CAC) se clasifican de forma general en función de si el tratamiento para capturar CO₂ se realiza previa o posteriormente a la combustión del combustible.

Tecnologías de captura en post-combustión. Absorción química.

Las tecnologías CAC basadas en post-combustión consisten en separar y concentrar el CO₂ procedente de una corriente de gas posterior al proceso de combustión que genera la misma. De entre todas las tecnologías actualmente existentes o en desarrollo, la absorción química de CO₂ es la opción tecnológica más madura y cercana al mercado a nivel industrial. Este método consiste en atrapar el CO₂ de la corriente de gases de chimenea con un solvente generalmente de base amínica, como monoetanolamina (MEA), aunque también se utiliza diglicolamina (DGA) y metildietanolamina (MDEA), en una columna de relleno, denominada absorbedor, para luego liberar el CO₂ en otra columna de relleno, denominada regenerador o stripper. En la Figura 1, se muestra un esquema estándar de una central de ciclo combinado con una planta de absorción con aminas.

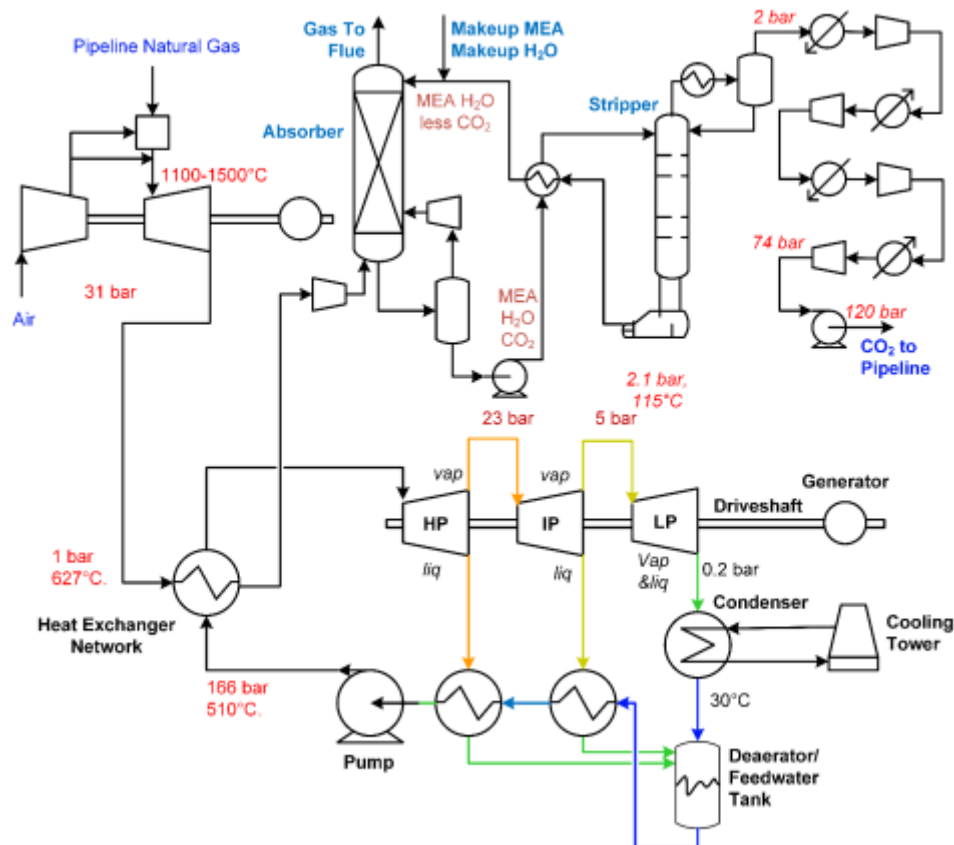
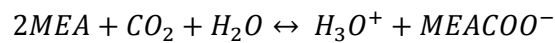
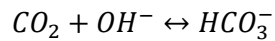
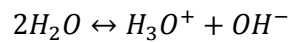
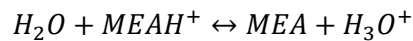


Figura 1. Esquema de un ciclo combinado con recuperación por aminas (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).

En este esquema podemos ver que al absorbedor entran dos corrientes: los gases de chimenea, que se han enfriado previamente hasta una temperatura de unos 40-60 °C (Ahn, Luberti, Liu, & Brandani, 2013) y una solución de MEA en la parte superior, dispuesta en

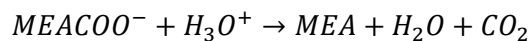
contracorriente a la anterior. El CO_2 procedente de la corriente de gases entra en contacto con el absorbente, ocurriendo en el absorbedor las reacciones que se muestran a continuación:



(Ali, 2016)

Las tres primeras reacciones describen el equilibrio químico MEA como del CO_2 , mientras que las dos últimas son las reacciones que ocurren entre el absorbente y el CO_2 . Estas reacciones se basan en un mecanismo de Zwitterion, en los que el CO_2 reacciona con la amina presente en el medio acuoso para formar compuestos inestables denominados carbamato (HCO_3^-) y bicarbamato ($MEACOO^-$). Estas reacciones son las responsables del control cinético del proceso.

La corriente de gases de chimenea que se introdujo por la base del absorbedor se extrae del absorbedor por la parte superior con una composición aminorada de CO_2 , mientras que la solución de MEA con el CO_2 capturado, llamada MEA rica, abandona el absorbedor por la parte inferior. Posteriormente, la corriente de MEA rica se calienta en un intercambiador de calor con la corriente de MEA pobre procedente del regenerador (posteriormente se detallan sus características) hasta una temperatura de unos 100 °C (Ahn, Luberti, Liu, & Brandani, 2013) y se introduce en el regenerador, donde ocurre la reacción necesaria para liberar el CO_2 y almacenarlo:



Este proceso se lleva a cabo a 120 °C y presiones comprendidas entre 1,8 y 2,2 bar. La solución de MEA ya regenerada, MEA pobre, se retorna al absorbedor tras enfriarse hasta una temperatura inferior a 55 °C (Ahn, Process configuration studies of the amine capture process for coal-fired power plants, 2013) en el intercambiador mencionado anteriormente, y la corriente de agua y dióxido de carbono se enfría hasta que condensa el agua para aumentar la concentración de CO_2 . El agua condensada junto con trazas de monoetanolamina se recirculan al stripper. Además, se debe aportar una cantidad nueva de solución fresca de agua y MEA a la corriente de MEA pobre tras su paso por el intercambiador. Esto se debe al deterioro químico de la especie y su reducción de capacidad de enlace con el CO_2 .

Esta tecnología, como el resto, tiene unos costes energéticos además de económicos que reducirá la eficiencia de la planta con el objetivo de reducir el CO_2 emitido. Posteriormente se describirá con mayor detalle el funcionamiento de esta instalación, ya que con ella se ha realizado este estudio.

Una alternativa al empleo de MEA y otros solventes de aminas es el amoniaco. En un proceso similar al descrito anteriormente, una disolución de amoniaco y agua reaccionan con los gases de chimenea a presión atmosférica y temperaturas entre 0 °C y 20 °C para producir sales de bicarbonato de amonio. Esta corriente que sale por el fondo del absorbedor se manda

al regenerador que, a presiones de entre 20 y 40 bar y altas temperaturas (100 °C), el CO_2 se desprende pudiendo ser capturado tras un lavado y una compresión.

Cabe resaltar que la combinación de una planta química con necesidad de CO_2 con una central de producción de potencia es la simbiosis que podría ayudar a esta tecnología a ser viable ya que los costes energéticos y económicos de la planta de absorción son bastante altos y ponen en compromiso la viabilidad económica en una instalación exclusivamente eléctrica. Algunos estudios apuntan a que el LCOE (coste nivelado de electricidad, parámetro económico que mide el coste medio de producción de electricidad a lo largo de la vida útil de la planta) aumenta en un 50-90%. Esto produce que, aunque se capture el 90% del CO_2 en el ciclo de vida las emisiones se reduzcan únicamente entre un 65-75% debido a los mayores costes energéticos para cubrir la misma demanda (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017). Esta tecnología es de las más usadas en el mercado debido a su madurez toda vez que el resto de tecnologías como son la oxidación o la captura con membranas no están siquiera en el mercado.

Tecnologías basadas en solventes pre-combustión

La siguiente tecnología más interesante para su implementación en el sector energético es la gasificación integrada en un ciclo combinado. En este proceso se debe, previamente a la operación de la central y captura de dióxido de carbono asociado, obtener oxígeno puro mediante un proceso de separación criogénica del aire. El oxígeno entra en un gasificador en el que el combustible es gasificado a altas presiones (cerca de 50 bar) en una atmosfera pobre en oxígeno. El combustible combustiona parcialmente para producir una mezcla de CO_2 , CO , H_2 , COS y H_2O (gas de síntesis) a altas temperaturas (unos 1350 °C). Este gas de síntesis tras reaccionar con agua, produciendo hidrógeno y sulfuro de hidrógeno, y una serie de lavados, contiene básicamente hidrógeno y CO_2 tras lo cual se puede eliminar el CO_2 con un sistema basado en solventes muy parecidos a los vistos anteriormente.

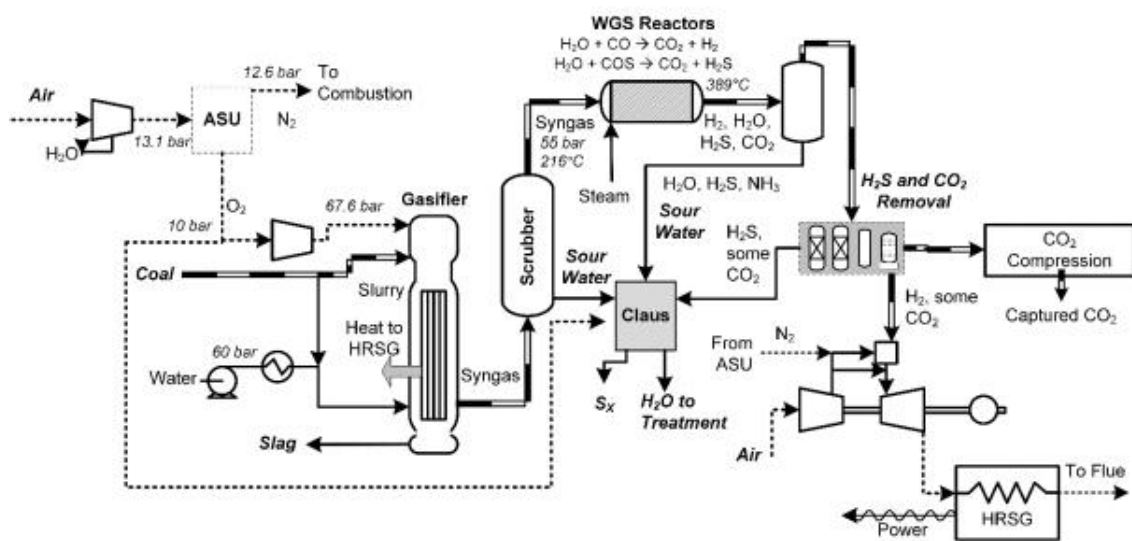


Figura 2. Esquema de un ciclo combinado con gasificador (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).

Típicamente, la separación de sulfuro de hidrógeno y CO_2 se hace en dos etapas con dos absorbedores en serie. El syngas (gas de síntesis) tras eliminar el CO y COS entra en el primer absorbedor, donde reacciona con una mezcla de solvente que absorbe el sulfuro de hidrógeno. El solvente abandona el primer absorbedor (cargado con CO_2 y sulfuro de hidrógeno) y entra en un “stripper”, en el cual se añade nitrógeno con el propósito de eliminar una fracción de CO_2 . A continuación, el sulfuro de hidrógeno se recupera en un “stripper”. Este solvente, ahora pobre en sulfuro, es usado en el segundo absorbedor para recuperar el CO_2 . Tras lo cual el hidrógeno restante se combustiona en la turbina de gas junto con aire y la corriente de nitrógeno proveniente de la unidad de separación de aire. En la Figura 2, se muestra la configuración básica de este tipo de plantas. En teoría, la gasificación acarrea menores penalizaciones energéticas que las soluciones basadas en solventes postcombustión, aunque la reducción es de solo un 5-13% (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017). Uno de los mayores problemas que presenta esta tecnología es la dificultad que presenta la operación y control de los gasificadores.

Tecnologías de oxidación

El principio fundamental de la oxidación consiste en quemar el combustible en una atmósfera rica en oxígeno. Para ello, se requiere de una unidad de separación de aire (ASU) que permita obtener una corriente de oxígeno de elevada pureza como comburente.

Una vez se elimine la ceniza, el NO_x y SO_x , que en el caso del gas natural no será necesario, se enfrían los gases hasta condensar el agua y obtener una corriente de CO_2 con concentraciones superiores al 80% (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017). El hecho de eliminar el nitrógeno del aire provoca que el gasto másico se reduzca en gran medida, ya que la composición natural de nitrógeno en el aire es de un 78% en volumen. Esto quiere decir que el calor aportado a este gasto en la combustión haría que alcanzara temperaturas demasiado altas que podrían dañar los materiales de la turbina. Es por ello que se suelen recircular los gases de combustión para atemperar la mezcla aumentando el gasto másico. Aunque hay significativas diferencias entre los distintos estudios disponibles en la literatura, parece ser que la oxidación tiene menores emisiones de gases de efecto invernadero que la captura basada en solventes, y es más viable económicamente. En la Figura 3, se muestra la disposición de una planta con oxidación.

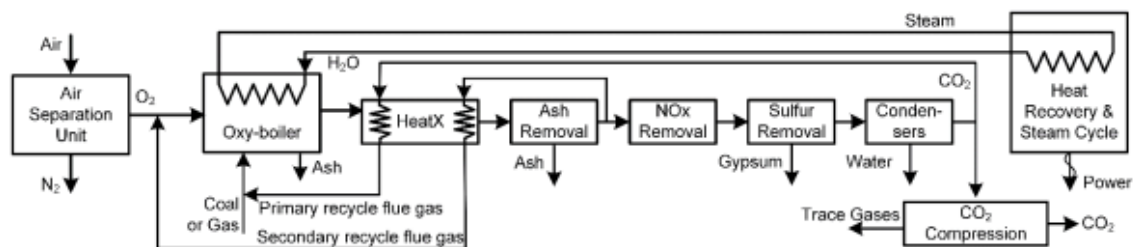


Figura 3. Planta con oxidación (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).

Una alternativa sería la pila de combustible de óxido sólido (SOFC), que opera bajo un principio similar al de la oxidación, en el sentido de que se oxida el combustible directamente con oxígeno que migra a través del electrolito, no habiendo presencia de nitrógeno en la corriente de gases de escape del ánodo (compuesta por agua, exceso de

hidrógeno no oxidado y otras especies provenientes del proceso de reformando de gas natural, fundamentalmente dióxido de carbono). La diferencia reside en que en este caso el aire no se separa mediante criogenia sino suministrando aire al cátodo de la pila de combustible. El oxígeno del aire atraviesa una barrera sólida hacia el ánodo de la pila donde se produce la reacción electroquímica con el combustible a altas temperaturas (>800 °C). De este modo la pila funciona tanto como productor de potencia como separador de aire. Las dos barreras que impiden la comercialización de esta tecnología son la dificultad de fabricar la pila y la rápida degradación de estos sistemas cuando no se respetan escrupulosamente unas ciertas condiciones de operación asociadas a la composición del combustible y los modos de operación transitorios. Varios estudios sugieren que a no ser que esta tecnología reduzca considerablemente sus costes, las pilas SOFC no serían económicamente viables en comparación con una planta convencional (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017). Mas esta tecnología tiende a ser mejor que las basadas en disoluciones en postcombustión en lo respectivo a las emisiones de contaminantes.

Otra opción sería la combustión en ciclo químico (CLC) que, al igual que la oxicomustión y SOFC, implica una combustión sin nitrógeno usando, en este caso, un metal como portador del oxígeno. El oxígeno es eliminado del aire por la reacción a alta presión con pequeñas partículas de metal (como níquel, hierro o calcio). Se produce entonces una corriente caliente de partículas de óxido arrastradas por el aire caliente usado. Las partículas de óxido son separadas del resto del aire con ciclones y posteriormente limpiadas. El aire restante, a alta presión y temperatura, es enviado a la turbina para producir electricidad. Es ahora cuando los óxidos reaccionan directamente con un fuel gaseoso (también a alta presión, como gas de síntesis, gas natural o hidrógeno). El fuel se oxida entonces en CO_2 y agua, todavía a alta presión. El calor generado del dióxido de carbono y el agua se transfiere para producir vapor y conseguir potencia adicional, tras lo cual se captura el CO_2 por condensación del agua. Finalmente, el metal pobre se recircula para que reaccione de nuevo con el oxígeno. La Figura 4 muestra un esquema convencional de esta tecnología.

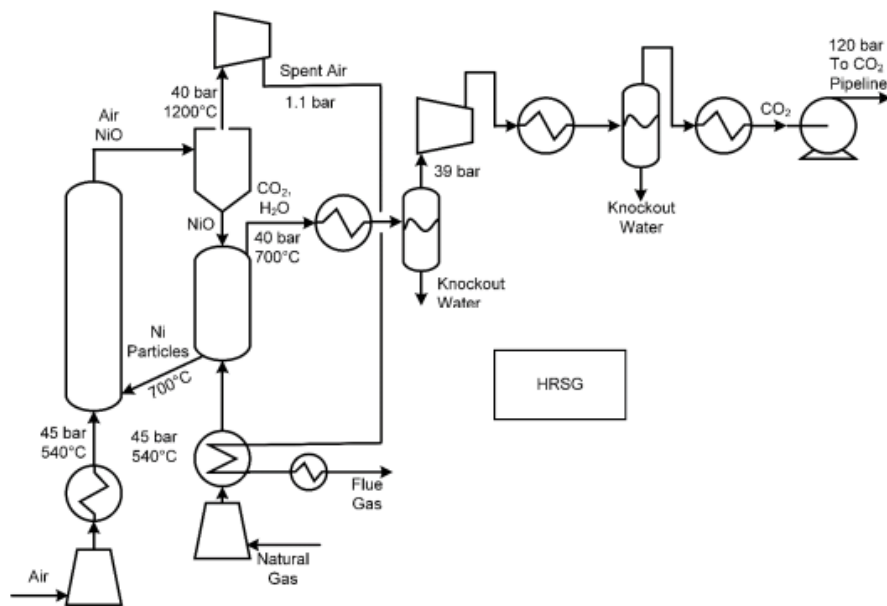


Figura 4. Esquema de una planta de combustión en ciclo químico (Adams, Hoseinzade, Bhaswanth Madabshushi, & Okeke, 2017).

Por último, existe un método de captura de CO_2 en la que este reacciona directamente con óxido de calcio o hidróxido de calcio para producir carbonato cálcico sólido, fácilmente separable de la corriente de gas. El óxido de calcio es regenerado en un calcinador por la reacción con oxígeno de alta pureza. Esta reacción es altamente endotérmica y requiere de un gran aporte de calor a altas temperaturas (aproximadamente 800 °C). Las principales desventajas de esta técnica son la producción de oxígeno de alta pureza, la gran cantidad de carbonato cálcico que requiere el proceso y el bajo rendimiento de captura que ronda el 85%.

Tecnologías basadas en membranas para su uso en pre-combustión y post-combustión.

Las tecnologías basadas en membranas pueden ser clasificadas según sean de pre-combustión o post-combustión. El funcionamiento de las membranas se basa en un material polimérico que trabaja como un tamiz a nivel molecular. Esto quiere decir que debido al material del que está compuesta la membrana, existen huecos a nivel molecular que permiten el paso de unas moléculas y no de otras. Las membranas de pre-combustión son usadas para producir una mezcla de CO_2 e hidrógeno, con una membrana o membranas (en varias etapas) usadas para separar ambos compuestos. Tanto el CO_2 como el hidrógeno pueden ser las especies permeables, dependiendo del diseño del sistema. Usualmente, el tratamiento previo del gas a la membrana es bastante parecido al usado en el sistema con desgasificador donde se produce gas de síntesis (compuesto principalmente por CO_2 e hidrógeno). Tras separar ambas especies en las membranas, el CO_2 es comprimido y almacenado mientras que el hidrógeno con una pequeña fracción de CO_2 es enviado a la cámara de combustión.

Por otro lado, las membranas de postcombustión son usadas para eliminar el CO_2 formado en la combustión. Pueden ser usadas para mejorar los sistemas basados en disolventes. Típicamente, se suele secar la corriente de gases de chimenea, quedando una corriente compuesta básicamente por nitrógeno y CO_2 que se comprime desde presión atmosférica hasta alta presión y se envía a la membrana para la separación de ambos compuestos. Dependiendo del contenido de nitrógeno y el diseño del proceso, la especie permeable puede ser tanto enviado a una segunda etapa de membranas para una recuperación adicional de CO_2 o ser enviado directamente a almacenamiento. En esta segunda opción, una membrana opcional puede ser utilizada para separar parcialmente los gases restantes de la licuefacción del CO_2 . Uno de los problemas evidentes de esta técnica es el alto consumo debido a la compresión necesaria para vencer las pérdidas de carga que establecen las membranas.

Análisis de un ciclo combinado con distintas técnicas de reducción de CO_2

El propósito de este estudio es el análisis de una planta de ciclo combinado que opera con distintas tecnologías de recuperación de CO_2 vistas en el capítulo anterior. Dichas tecnologías son la oxicomustión y la captura de CO_2 con aminas en postcombustión. La elección de estas dos tecnologías entre todas las demás se debe a que son las más accesibles en el

mercado y a que, en los últimos años, han sido las más probadas en la industria. Además, de que ambas cooperan para una mejora del rendimiento del ciclo con referencia a las plantas que poseen captura de CO_2 .

La idea que ha motivado este estudio es la posibilidad de que, combinando por un lado la capacidad de aumentar la concentración de CO_2 gracias a la oxidación y EGR, y por otro lado la absorción de CO_2 que aprovecharía ese aumento en la concentración de CO_2 para disminuir su consumo específico. Se trata de comprobar si la disminución en la planta de absorción disminuye más que aumenta el consumo debido al EGR y la oxidación, ya que, de ser así, sería más eficiente una planta con la combinación de ambas tecnologías.

Metodología

El orden que se ha seguido para analizar cada una de las tecnologías por separado y en conjunto se expresa en el siguiente esquema:

- Simulación de una planta de ciclo combinado de referencia en MATLAB.
- Simulación de una planta de ciclo combinado en MATLAB con distintas recirculaciones (EGR) y distintos enriquecimientos de aire (oxidación parcial). La planta de separación de aire se tiene en cuenta con la relación entre el enriquecimiento de aire y el consumo específico de la unidad.
- Simulación de una planta de ciclo combinado con distintas recirculaciones y distintos enriquecimientos de aire en MATLAB. Además, se añaden los efectos de una planta de absorción de CO_2 en la que entran los gases provenientes del ciclo combinado. Los consumos y efectos de esta planta se calculan a través de extrapolaciones de plantas similares.

Tras esto, se permite comparar distintos casos con y sin planta de absorción y con varios grados de recirculación y oxidación para ver que opción es la más eficiente y la más económicamente viable.

Caracterización de la planta de referencia

La planta de producción de potencia de la que se ocupa este estudio es un ciclo combinado con una turbina de gas típica del estado del arte. La planta tiene en cuenta las características habituales de estos motores, incluyendo la refrigeración de la turbina cuyos dos primeros escalonamientos disponen de álabes refrigerados con aire proveniente del compresor. Se detallará más adelante el modelo utilizado para dicha refrigeración. El combustible usado es gas natural argelino para el cual se considera combustión completa y conversión únicamente en CO_2 y agua. La tabla 1 muestra las condiciones de operación impuestas en la turbina de gas.

Tabla 1. Condiciones de operación en la turbina de gas.

Condiciones de entrada al compresor	
T_{01}	15 °C
p_{01}	1 bar
Condiciones entradas a la turbina	
T_{03}	1427 °C
Relación de expansión	22
Caudal de gases	657.5 kg/s

Las condiciones de entrada al compresor se han fijado iguales a las condiciones ISO por estandarización de los resultados. La relación de expansión ha sido impuesta de acuerdo con las últimas propuestas e implantaciones en el sector, al igual que la temperatura de entrada a la turbina que no sería viable sin emplear refrigeración en los primeros escalonamientos. El caudal de gases ha sido impuesto según un valor estándar y lógico en el mercado para una planta de gran potencia. Para las posteriores modificaciones de las condiciones de operación se ha corregido el gasto másico con la formulación habitual según se detallará posteriormente. Los rendimientos isentrópicos de los distintos equipos se muestran en la tabla 2, y han sido tomados igualmente según las referencias habituales en el mercado.

Tabla 2. Rendimientos isentrópicos en la turbina de gas.

$\eta_{\text{Compresor}}$	0.87
$\eta_{\text{Cámara de C.}}$	0.96
η_{TG}	0.91

Además, se han considerado unas pérdidas de carga de los gases a través de la máquina, que se muestran en la tabla 3.

Tabla 3. Pérdidas de carga en la turbina de gas.

$PC_{\text{refrigeración}}$	2	%
$PC_{\text{Cámara de C.}}$	2	%
PC_{filtro}	15	mbar
PC_{HSRG}	40	mbar

La pérdida de carga en la caldera de recuperación, si bien no pertenece propiamente a la máquina, debe ser tenida en cuenta pues afecta a la relación de expansión de la turbina, modificando su potencia y rendimiento térmico. La pérdida de presión que sufre el aire de refrigeración a través del circuito correspondiente se fija en un valor común del 2%.

Modelo de refrigeración de álabes

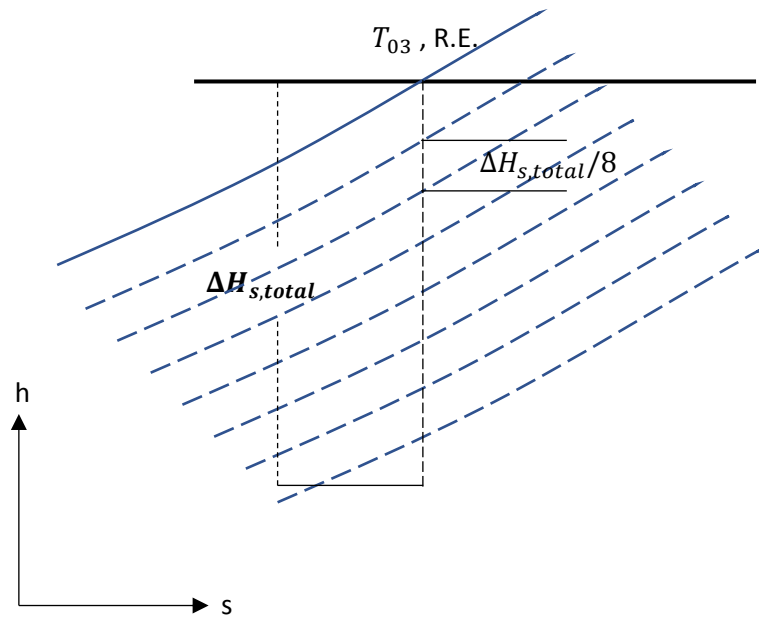


Figura 5. Diagrama h-s con todos los escalonamientos de la turbina.

La simulación del comportamiento de una turbina con álabes refrigerada es más complicada que la de una turbina adiabática lo que hace que en el análisis preliminar de turbinas de gas se suele recurrir a la segunda hipótesis de trabajo. No obstante, esto resta validez a los resultados por cuanto sobrestima las prestaciones del motor.

A fin de incorporar los efectos de la refrigeración, se sigue el modelo presentado en la referencia de (Chacartegui, 2010), en la que se considera como primera aproximación que el salto entálpico isentrópico total de la turbina ($\Delta H_{s,total}$) se divide a partes iguales en cada escalonamiento (Chacartegui, 2010). Esto permite calcular la relación de expansión de cada escalonamiento y las condiciones de entrada/salida de cada uno de ellos y de las estaciones intermedias entre estator y rotor, a partir de lo cual se puede calcular el efecto de la refrigeración. Para ello, se supone también que el grado de reacción de todos los escalonamientos es 0,5 por lo que el salto entálpico se divide por igual entre estator y rotor. Esto se pone de manifiesto en la Figura 6.

A fin de evaluar el efecto de la refrigeración, el caudal de refrigerante se divide en partes iguales y se inyecta en la corriente de gases de combustión a la entrada de cada una de las cuatro primeras coronas de álabes de la turbina (dos primeros escalonamientos completos). Esto provoca un enfriamiento de la corriente y una ligera caída de presión que modifica la línea de expansión, asemejándola a la de una turbina refrigerada real.

En detalle, la corrección del modelo comienza a la entrada del primer estator (3), con la temperatura de entrada a la turbina y una presión conocida. En este punto se produce una mezcla entre los gases de combustión y el 2.5% del aire que se deriva al estator para su refrigeración. La mezcla resultante (i) sufre una pérdida de carga debido al efecto de la refrigeración (en nuestro caso 2%). En este punto (ii), el gas se expande hasta la presión de

salida del estator p_a (iii), que se puede conocer de la siguiente manera: sabiendo que el gas se expande, en aproximación, un octavo del salto entálpico total y conociendo las condiciones de presión y temperatura a la entrada, se puede calcular la presión de salida del estator. Llegados a este punto conocemos el salto entálpico real que comprende de (ii) a (iii), y las condiciones de salida del estator del primer escalonamiento o entrada al rotor del primer escalonamiento. Conociendo la entrada al rotor se repite el mismo proceso hasta llegar al tercer escalonamiento donde ya no hay refrigeración. Sumando los saltos entálpicos reducidos por la refrigeración de cada escalonamiento y los saltos entálpicos en el tercer y cuarto escalonamiento resulta el salto entálpico real de la turbina de gas.

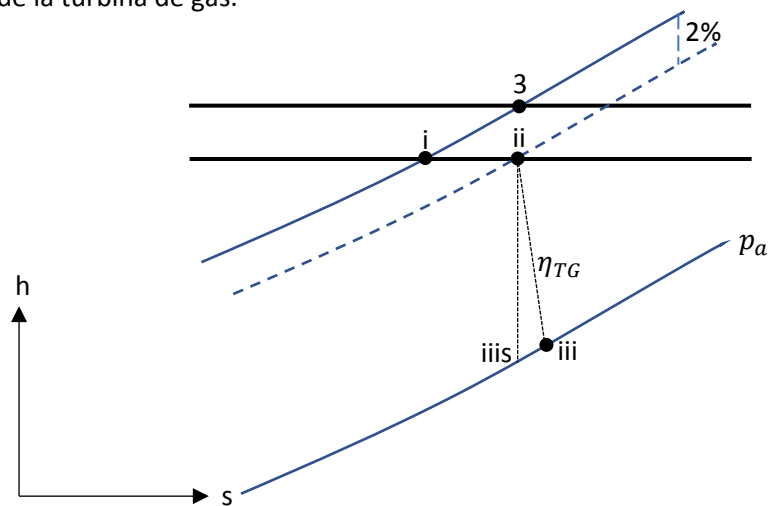


Figura 6. Diagrama h-s de la refrigeración.

Modelo de gasto corregido variable

A fin de calcular el comportamiento del motor, relacionando el gasto másico circulante con la presión y temperatura de entrada a la turbina, se considerará que la turbina trabaja en condiciones de bloqueo sónico. Esto implica que el gasto corregido a la entrada de la turbina se mantiene constante.

Se considerará así que la temperatura de entrada a la turbina será constante y que variarán bien el gasto másico, bien la presión en este punto del motor como consecuencia de las variaciones en la composición del gas, debido tanto a la oxicomustión como a la recirculación de gases de escape (EGR). Es por ello que la expresión de gasto corregido variable fijará un caudal en cada una de las situaciones que se simulen:

$$K = \frac{\dot{m}}{p_0} * \sqrt{\frac{T_0 * Z}{M * \gamma} * \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}}$$

Donde el factor de compresibilidad Z se ha tomado como 1, el peso molecular es calculado a partir de la composición de los gases, al igual que el coeficiente de expansión isentrópica. La constante K se ha establecido con el caso base sin recirculación, con combustión completa de gas natural y las condiciones de entrada en la turbina mostradas en la tabla 1.

De las dos posibilidades existentes para mantener el gasto corregido de la turbina en su valor nominal, variación de la presión o del gasto másico real, se ha optado por la última. La

opción de considerar variaciones de la presión de entrada supondría implementar los mapas de operación del turbocompresor del motor, lo cual incrementaría notablemente la complejidad del modelo de prestaciones de la planta. Por ello, se ha fijado la relación de compresión del motor en su valor original, 22, y se ha supuesto que cualquier modificación de la composición del gas de trabajo se manifestará como una variación del caudal másico circulante por el motor.

El ciclo combinado consta de una caldera de recuperación con producción de vapor a tres presiones y recalentamiento intermedio entre las turbinas de alta y media/baja presión. El sistema de enfriamiento principal hace uso de un aerocondensador. La figura 7 muestra un esquema de la disposición de la caldera de recuperación y la parte de vapor en la planta.

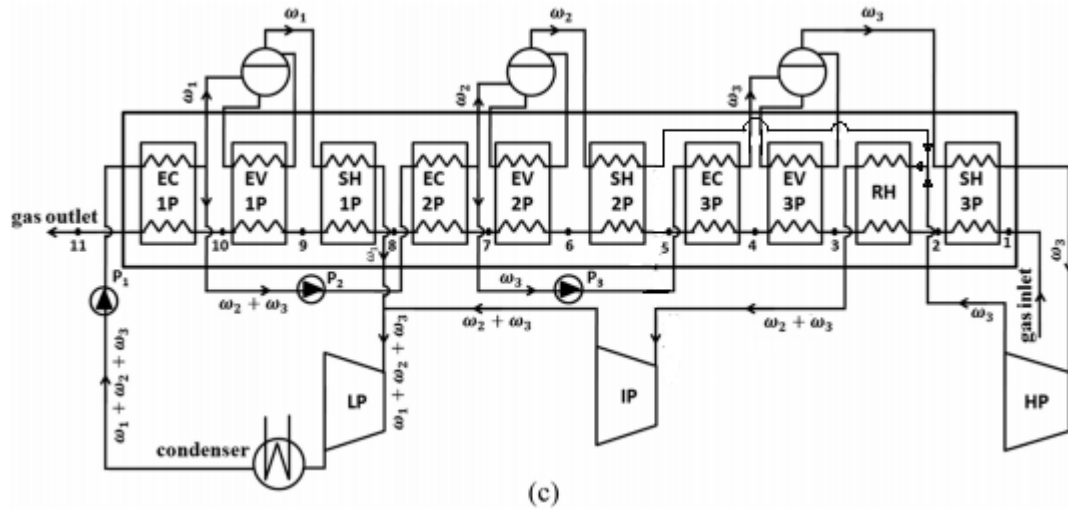


Figura 7. Caldera de recuperación y lado del vapor en la planta de ciclo combinado.

Debe destacarse que la disposición de los elementos de la caldera mostrada en la Figura 7 (los intercambiadores de calor están ordenados de menor a mayor presión y de menor a mayor temperatura en cada sección de la caldera) no es habitual en la industria, siendo más común que los intercambiadores de diferentes presiones se alternen entre ellos, buscando un perfil de temperaturas más eficiente. El motivo de adoptar esta distribución es simplificar los cálculos de la transferencia de calor en la caldera. Finalmente, la corriente que entra en el recalentador es una mezcla del vapor que sale del sobrecalentador de media presión y el vapor que expulsa la turbina de alta presión.

Las condiciones de operación del lado del vapor se muestran en la siguiente tabla y se han fijado, de nuevo, de acuerdo a los valores estándar en la industria actual.

Tabla 4. Presiones y Pinch Point del vapor.

Presiones de vapor	
Presión de alta	132,5 bar
Presión de media	22,3 bar
Presión de baja	4,2 bar
Presión de condensación	0,12 bar
Pinch point	
PP	10 °C

Las temperaturas de vapor vivo no han sido impuestas directamente, salvo la temperatura de vapor vivo de alta presión, y se han calculado con una diferencia de temperatura con respecto a la temperatura del lado del gas. Las expresiones matemáticas que enuncian lo expresado anteriormente son:

$$T_{vvHP} = 560 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{RH} = T_2 - 20$$

$$T_{vvIP} = T_5 - 20$$

$$T_{vvLP} = T_8 - 20$$

Las temperaturas T_2 , T_5 y T_8 hacen referencia al lado del gas y están marcadas en la figura 7.

Los rendimientos de los equipos del circuito de vapor se muestran en la tabla 5.

Tabla 5. Rendimientos de los equipos del circuito de vapor.

Rendimiento isentrópico turbinas de vapor	
Alta presión	0,87
Media presión	0,91
Baja presión	0,9
Rendimiento bombas	
Isentrópico	0,8
Mecánico	0,97

Los consumos de las bombas han sido calculados como la diferencia de presiones en bar contando las pérdidas de carga dividido entre diez y multiplicado por el caudal, expresión simplificada basada en la hipótesis de que el agua es un fluido incompresible con una densidad de 1000 kg/m³.

$$\dot{W}_B = \frac{\Delta p(\text{bar})}{10} * \dot{m}$$

Se han tenido en cuenta una serie de pérdidas de carga en el circuito de vapor que se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Pérdidas de carga en el circuito de vapor.

$PC_{economizador}$	0.5	%
$PC_{sobrecalentador}$	1	%
PC_{inTHP}	2.5	%
PC_{outTHP}	1.5	%
PC_{inTIP}	2	%
PC_{inTLP}	2	%

De forma que PC_{inTHP} es la pérdida de carga en la tubería que va del sobrecalentador de alta presión a la turbina de alta presión. PC_{outTHP} es la pérdida de presión en la tubería que va de la turbina de alta presión a la unión con la corriente proveniente del sobrecalentador de media. PC_{inTIP} es la pérdida de presión en la tubería de entrada a la turbina de media presión y por último PC_{inTLP} la pérdida de presión en la tubería de entrada a la turbina de baja presión.

En el anexo se encuentran los resultados obtenidos con la simulación realizada en MATLAB con las condiciones de operación y parámetros anteriormente mencionados, además del diagrama T-Q de la caldera de recuperación. Los estados termodinámicos del vapor se han calculado con la función COOLPROP. No así los estados termodinámicos del gas, que han sido evaluados en ciertos puntos del ciclo, a través del calor específico y del coeficiente de expansión isentrópica, teniendo en cuenta la composición del gas, y la temperatura y presión media del proceso. Se ha evaluado el calor específico y el coeficiente de expansión isentrópica en el compresor, la cámara de combustión, la turbina de gas y la caldera de recuperación.

Los resultados que proporciona la simulación, tanto en relación con el rendimiento como a la potencia, son acordes a lo esperado. La alta temperatura de entrada a la turbina (permitida por la refrigeración) y la relación de expansión, junto con los rendimientos de las máquinas, todo basado en los últimos avances en el sector, permiten estos rendimientos, que son usuales tanto en la industria como en distintos estudios (Nadir, 2015). De esta forma se valida la planta base de ciclo combinado.

Planta de ciclo combinado con oxidcombustión y recirculación de gases

A continuación, se muestra el proceso de simulación de la planta de ciclo combinado mostrada anteriormente, pero en este caso, la combustión de gas natural se realiza con oxígeno puro, en un proceso conocido como oxidcombustión (u oxidcombustión parcial, si se realiza con aire enriquecido). Para ello se necesita de una planta de separación de aire (ASU) que proporcione oxígeno puro a la cámara de combustión. Los consumos energéticos de la ASU se tendrán en cuenta posteriormente, no a través de la simulación del proceso en la misma sino mediante el escalado de una planta ASU de referencia.

El propósito de esta técnica no es la búsqueda del aumento de la potencia o el rendimiento de la planta. Por el contrario, se trata de una medida orientada a favorecer las condiciones en las cuales tiene lugar la captura de CO_2 . Es cierto que la oxidcombustión por sí misma podría producir temperaturas extremadamente altas que desencadenarían grandes saltos entálpicos susceptibles de incrementar el rendimiento pero la limitación de la temperatura a la entrada de la turbina impuesta por los materiales de los álabes no permite explotar este potencial. De hecho, uno de los motivos de la recirculación de gases de escape es la necesidad de atemperar la mezcla de gases en la cámara de combustión, usando los gases de combustión recirculados como inertes. Es más, tanto el rendimiento como la potencia neta de la planta caerán a medida que aumente el grado de oxidcombustión debido al mayor (y muy importante) consumo energético de la ASU. Por el contrario, aumentar la recirculación aumenta la potencia y el rendimiento de la planta, salvo en el caso de que no funcione la ASU en el que será al contrario. Esto no es una conclusión trivial ya que varios factores intermedios hacen que las relaciones entre la recirculación y el grado de oxidcombustión con los distintos rendimientos y potencias sean complejas y consecuencia de una superposición de tendencias. Más tarde comentaremos estos efectos.

A continuación, se muestra en la figura 8 la disposición de la planta con oxidcombustión y recirculación:

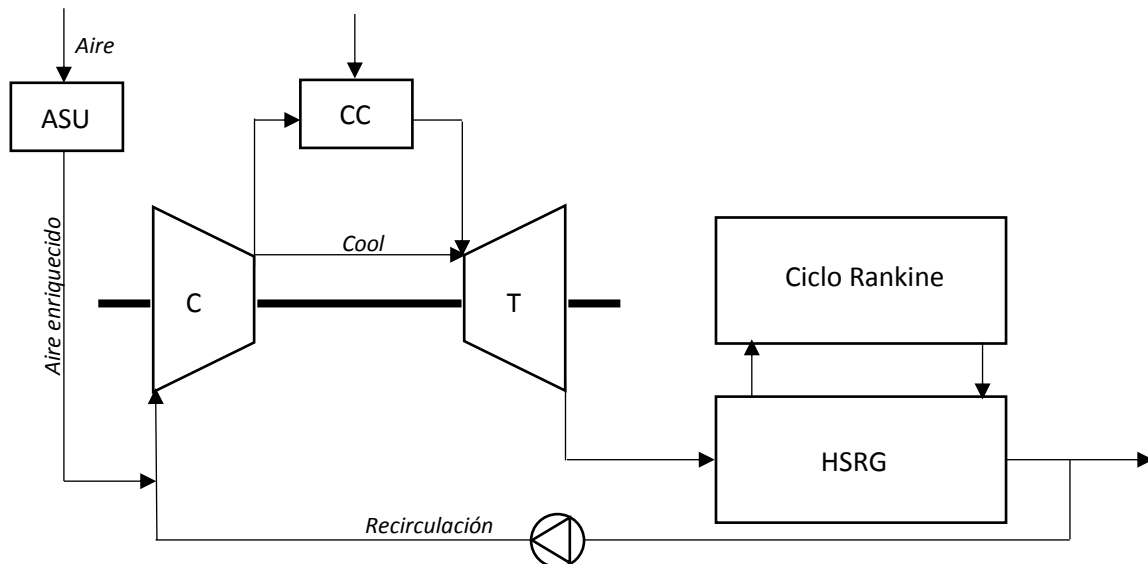


Figura 8. Planta de ciclo combinado con oxidación y recirculación de gases.

La recirculación de gases procedentes de la caldera de recuperación provocará, como ya hemos dicho previamente, un aumento de la temperatura a la entrada del compresor, si bien esta no tendrá repercusiones en la relación de compresión según las hipótesis realizadas anteriormente. No se utiliza ningún tipo de control de la temperatura de gases de recirculación a la entrada del compresor por lo que la temperatura de entrada al compresor será una mezcla directa entre los gases de chimenea y el aire proveniente de la ASU. Tampoco se consideran pérdidas térmicas en la recirculación. La recirculación tendrá a su vez un coste energético que corresponde a la potencia consumida por la soplante que impulsa la corriente de gases recirculados de vuelta al compresor.

Debido a que estamos trabajando con los mismos equipos que vimos en la planta de ciclo combinado base, el gasto corregido deberá mantenerse constante por imposición de la turbina. Es por ello que, como la temperatura de entrada a la turbina y la relación de expansión se mantienen constantes, el caudal de gases permanece prácticamente constante, salvando las variaciones acarreadas por las variaciones de la composición. Enunciado esto, a continuación, se demuestra por qué ambas técnicas (oxidación y recirculación) deben funcionar combinadas para lograr un efecto óptimo junto con la planta de absorción:

Al aumentar la recirculación se dan cuatro efectos a tener en cuenta:

- I. Aumenta la concentración de CO_2 a la salida, lo cual ayudará posteriormente en la captura de CO_2 .
- II. Aumenta el calor específico y disminuye el coeficiente de expansión isentrópica.
- III. Llegará un momento en el que, debido a la cantidad de gases recirculados, no exista oxígeno suficiente para la combustión y el gas natural se convierta en reactivo en exceso.
- IV. El consumo la soplante de recirculación de gases aumenta.

Además, existe un quinto efecto que sería el aumento de la temperatura de entrada al compresor, lo que ocasiona un incremento del trabajo de compresión dada una cierta presión de descarga constante.

Como se ha dicho, el efecto (III) produce que el caudal de aire se reduzca tanto que no pueda suministrar el oxígeno necesario para la combustión:

$$m_{gases} = m_{gas\ natural} + m_{aire} + m_{RC}$$

$$m_{gases} = m_{gas\ natural} + m_{aire} + m_{gases} * RC$$

$$m_{gases} * (1 - RC \uparrow) = m_{gas\ natural} + m_{aire} \downarrow$$

Siendo RC la ratio de recirculación. Debido a las altas concentraciones de oxígeno, la oxicomcombustión permite suplir el oxígeno necesario en la combustión y reduce por tanto la demanda de aire.

Se enuncian a continuación los efectos principales que tiene la oxicomcombustión:

- I. Consigue suplir el déficit de oxígeno causado por los altos ratios de recirculación.
- II. Aumenta la concentración de CO_2 en los gases de combustión debido a que se introduce menos nitrógeno, mejorando la captura en postcombustión.
- III. Permite altas recirculaciones, provocando un aumento del calor específico y la disminución del coeficiente de expansión isentrópica.
- IV. Al aumentar el grado de enriquecimiento del aire, aumenta el consumo energético de la ASU.

Es por ello que para suplir el déficit de oxígeno que se produce al operar con altas recirculaciones, se requiere utilizar aire enriquecido. Las altas recirculaciones, en primera instancia aumentan la potencia y el rendimiento del ciclo combinado, además de aumentar la concentración de CO_2 lo cual mejorará el rendimiento de la planta de absorción. El problema es si los consumos de la soplante de recirculación y de la ASU aumentan demasiado reduciendo así el rendimiento de la planta.

Planta de separación criogénica de aire

Para la separación de oxígeno y nitrógeno del aire existen dos tecnologías principales: la separación con membranas y la separación criogénica. Debido al grado de enriquecimiento del aire y la demanda de oxígeno que será necesaria, se implementa la opción criogénica debido a que, para los requerimientos descritos, es la más viable (GRASYS, s.f.). En la siguiente figura se muestra el esquema de una planta de separación criogénica de aire, que será la que utilizará este estudio.

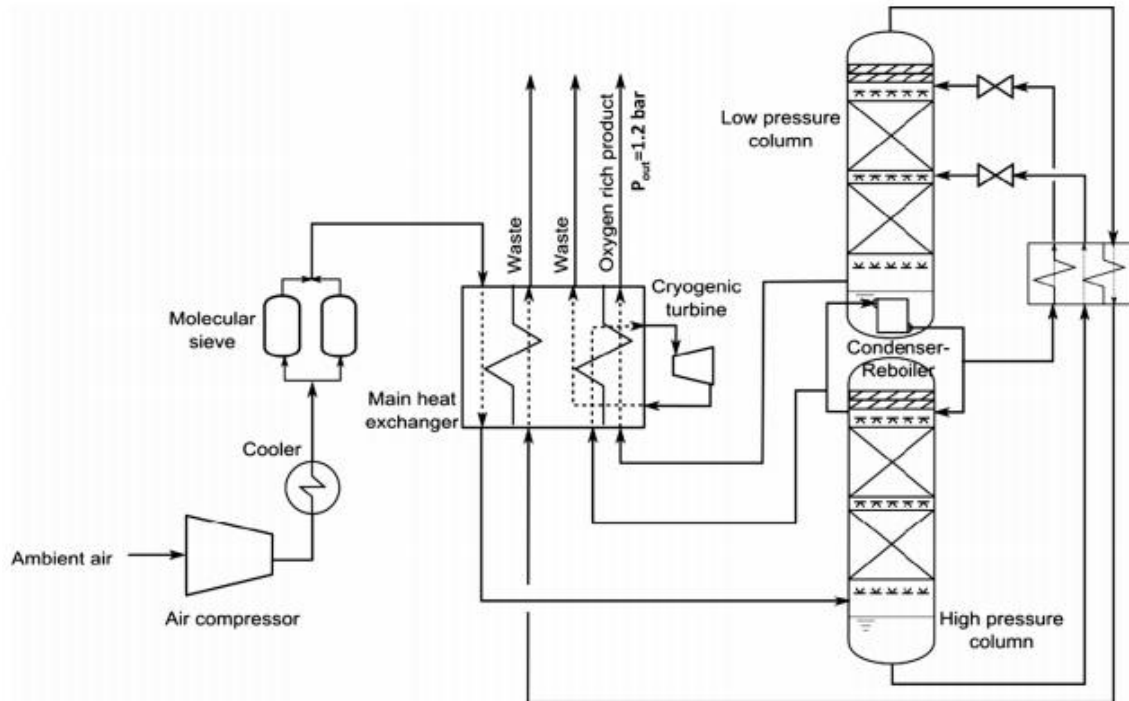


Figura 9. Planta criogénica de separación de aire.

Este equipo está basado en el diseño de Linde (1902) y se trata de una doble destilación criogénica en dos columnas a distinta presión. La corriente de aire ambiente se comprime y posteriormente se enfría para acercarlo a las condiciones operacionales de aire entrante y la que sale por la cabeza de la columna de baja presión, la cual tiene gran cantidad de nitrógeno separado. A su vez el oxígeno de los fondos se acondicionará a la temperatura deseada intercambiando energía con la parte restante de nitrógeno separado en la torre de alta presión. Posteriormente a la compresión y antes de alimentar al intercambiador, el gas se hace pasar por un tamiz molecular que elimine los componentes minoritarios del aire.

Esta forma de producción de aire enriquecido es el único método que permite obtener una pureza de entre 30 y 90% en volumen de oxígeno. El poder operar en ese intervalo de pureza beneficia a la oxicomustión parcial, pues permite trabajar a rendimientos más bajos, y, por tanto, con un consumo reducido, en contraste con la oxicomustión total. Prácticamente la totalidad del consumo energético de este sistema se debe al compresor y al enfriamiento criogénico, y tendrá que detrarse del ciclo combinado lo que afectará a la potencia neta del mismo. En lo que refiere a la oxi-comustión parcial, una disminución en la pureza de oxígeno podría reducir el consumo del compresor de la unidad de producción de oxígeno hasta un 63% respecto de una corriente de oxígeno puro. De otro modo, una corriente cuyo contenido en oxígeno es del 40% (v/v) da lugar a una bajada del consumo del 46% respecto de la oxicomustión al 95% de oxígeno, mientras que si se desea una pureza del 75% (v/v) de oxígeno, sería del 25%. (Belaissaoui, 2014). Se están desarrollando actualmente nuevas tecnologías en este aspecto que reducirían considerablemente el consumo energético de la planta criogénica.

En esta simulación, se ha estimado el consumo del compresor de la ASU con una parametrización de la curva mostrada en la figura 10, de forma que, dependiendo de la pureza

del aire, obtenemos el consumo del compresor en función de las toneladas del oxígeno producido.

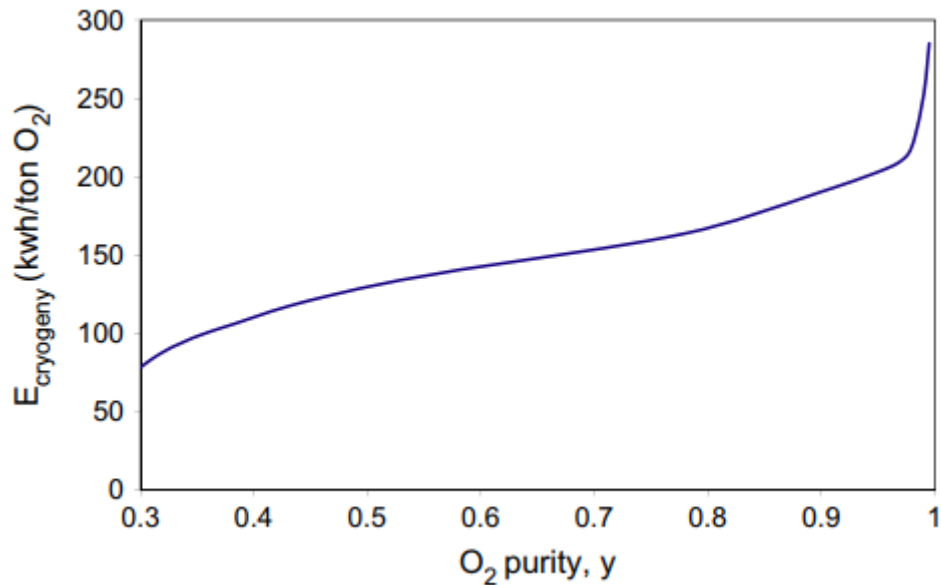


Figura 10. Consumo energético del compresor de la ASU en función de la pureza de oxígeno.

Resultados

La simulación se ha realizado con MATLAB los resultados numéricos que se han obtenido se muestran en los anexos. Los dos parámetros o grados de libertad con los que se ha jugado en esta simulación han sido el porcentaje de oxígeno en la corriente de aire enriquecido y la relación de recirculación. Por ello se representan a continuación una serie de parámetros de la planta en función del porcentaje de oxígeno y la ratio de recirculación.

Rendimiento de la planta de ciclo combinado

De la relación entre la potencia suministrada por las turbinas, restando los consumos de compresores y bombas, y el calor aportado por el combustible resulta el rendimiento de la planta de ciclo combinado sin tener en cuenta la unidad de separación de aire. En general, se observa una tendencia a que el rendimiento disminuya tanto con la recirculación como con la oxicomustión. En las siguientes figuras vemos las tendencias que presenta.

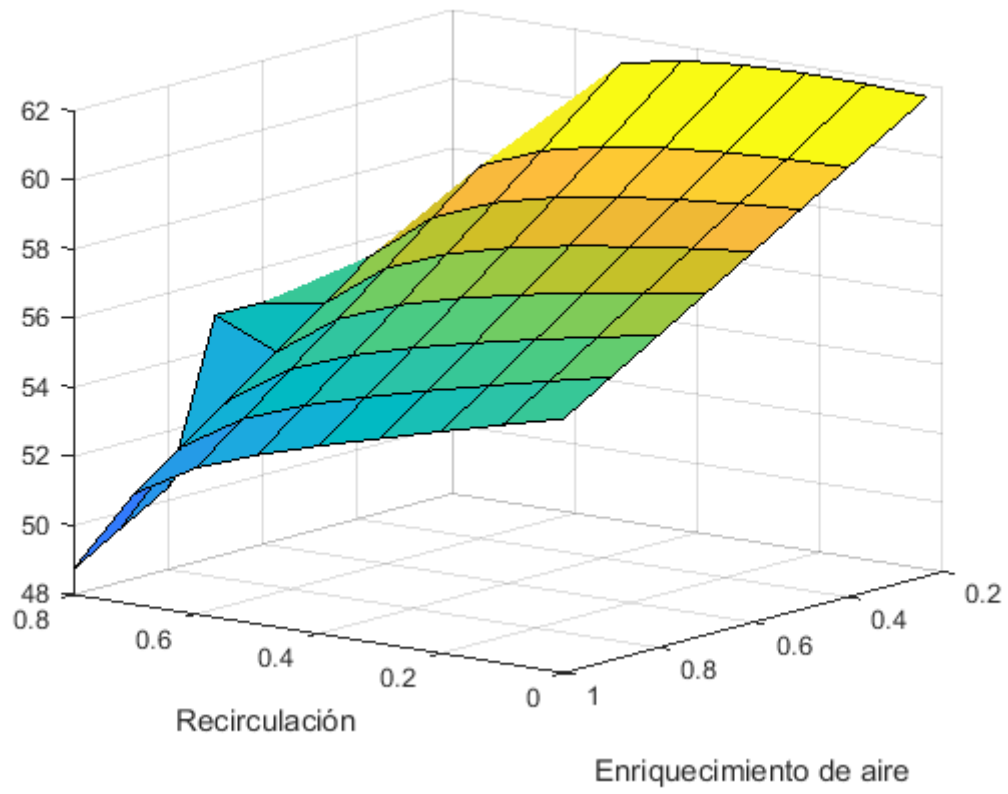


Figura 11. Representación 3D del rendimiento del CC.

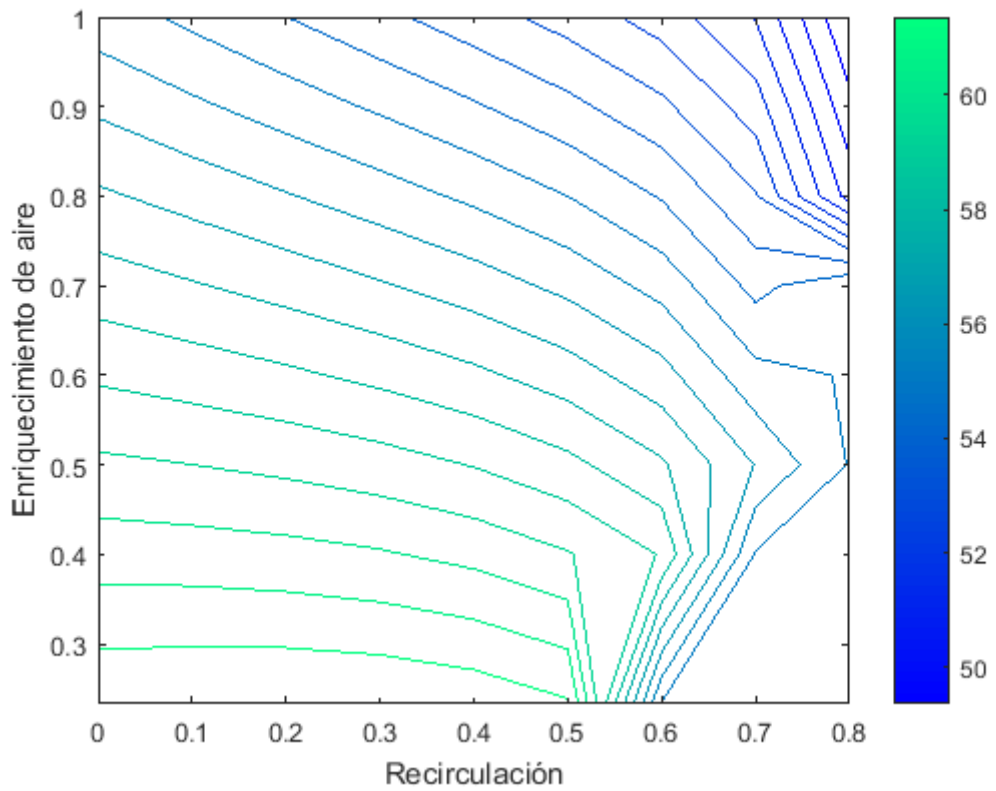


Figura 12. Curvas de nivel del rendimiento del CC.

Tal y como se ha mencionado antes, las tendencias que sigue el rendimiento según varía la recirculación y el grado de oxidación, siguen una propensión que conviene desgranar para comprender correctamente el funcionamiento del ciclo. Para ello se debe estudiar principalmente el calor aportado, el consumo del compresor, la potencia de la turbina de gas y la potencia de la turbina de vapor. Se analizan ahora distintos factores que dependen de la recirculación únicamente, por tanto, todas las gráficas que siguen a continuación son para un enriquecimiento de aire dado.

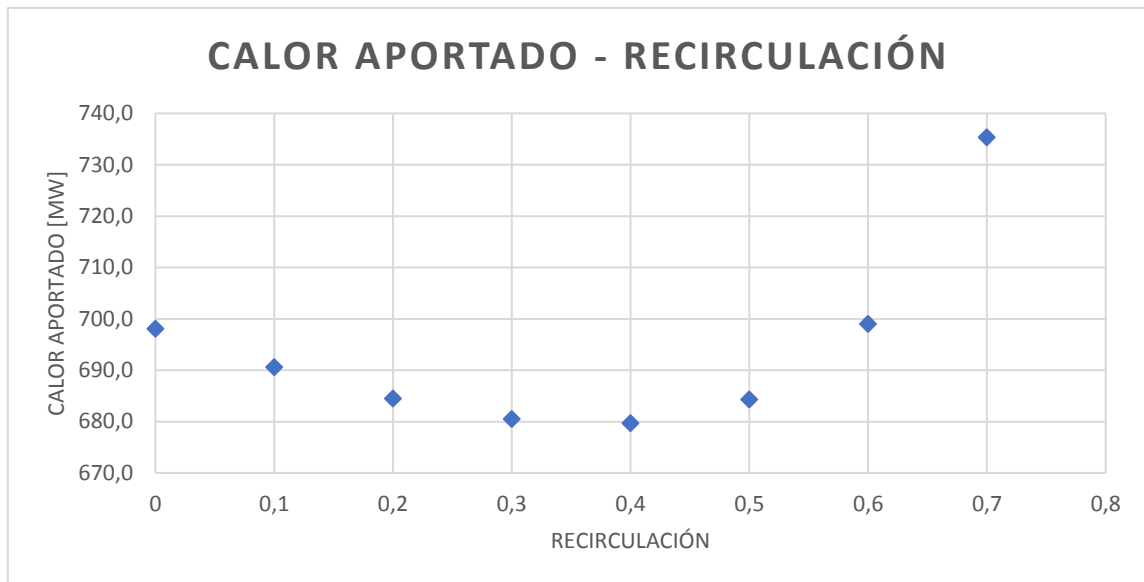


Figura 13. Calor aportado en la cámara de combustión vs recirculación.

Se aprecia en el gráfico anterior un mínimo en el calor aportado. Dado que la masa de gases que entra en la cámara es relativamente constante (debido a que el gasto másico corregido es constante) y además la temperatura de entrada a la turbina está fijada por los materiales, lo único que variará el consumo de combustible (calor aportado) será la temperatura a la que entren los gases (aire y gases de recirculación) a la cámara de combustión junto con el calor específico en la cámara de combustión.

Temperatura de salida del compresor

La temperatura de salida del compresor (con una relación de compresión constante como es nuestro caso) dependerá mayormente del coeficiente isentrópico (relación de calores específicos) y la temperatura de entrada al compresor. Al aumentar la recirculación aumenta la temperatura de entrada al compresor, lo que provoca una mayor temperatura de salida del mismo y por tanto menos consumo de combustible para llevar los gases hasta la temperatura de entrada de la turbina. Sin embargo, al ir aumentando la temperatura media del proceso de compresión, el coeficiente de expansión isentrópica disminuye cada vez más, de forma exponencial, provocando una menor temperatura de salida. que provoca ese máximo en las altas recirculaciones. Además del efecto de la temperatura en el coeficiente isentrópico, se suma el efecto de la composición en el mismo, que varía con el grado de recirculación. Se concluye así que la temperatura de salida del compresor aumenta de forma lineal para valores bajos de la recirculación debido al aumento de la temperatura de entrada al compresor (a causa de la mayor cantidad de gases recirculados) y a la poca variación del coeficiente isentrópico en esas temperaturas. Conforme aumenta la temperatura, el coeficiente de isentrópico va disminuyendo más y con él la temperatura de descarga del compresor; ese es el máximo que se

observa en el gráfico de la temperatura de salida. A continuación, se muestra la tendencia de la temperatura de salida del compresor con la recirculación para un porcentaje de enriquecimiento (oxígeno) dado.

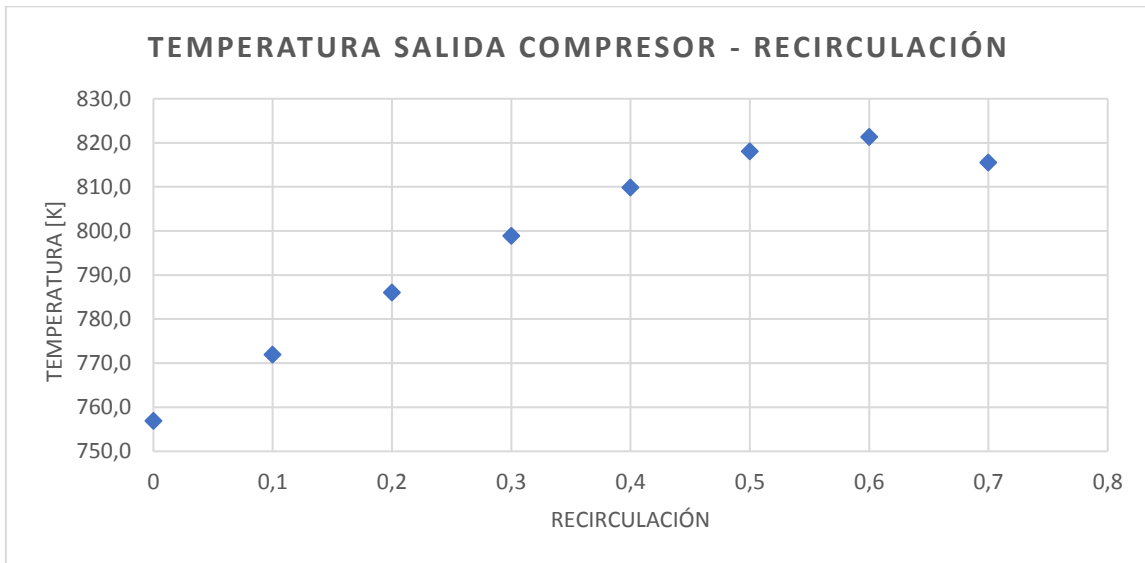


Figura 14. Temperatura de salida del compresor vs recirculación.

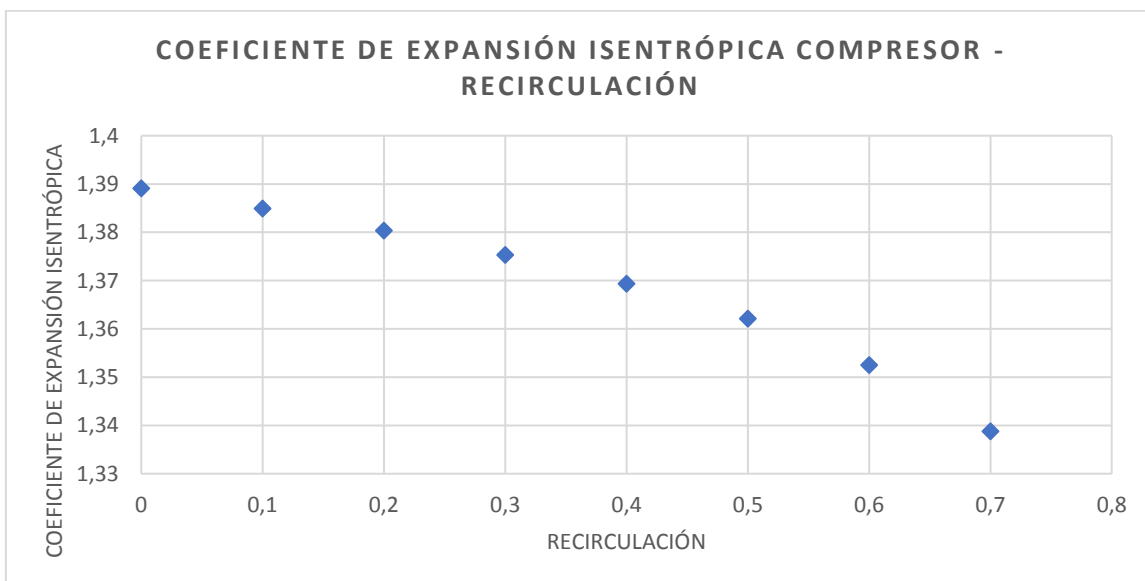


Figura 15. Coeficiente isentrópico en el compresor vs recirculación.

Calor específico en la cámara de combustión

El aumento de la temperatura media del proceso de combustión causada por el aumento de la temperatura de salida del compresor (al aumentar la recirculación), provoca el aumento del calor específico en la cámara de combustión. Y este a su vez tiende a aumentar la demanda de energía térmica (calor aportado). En el calor específico influyen también las distintas composiciones que se dan cuando se varía el grado de recirculación de modo que el calor específico sigue una tendencia exponencial como se aprecia en el siguiente gráfico:

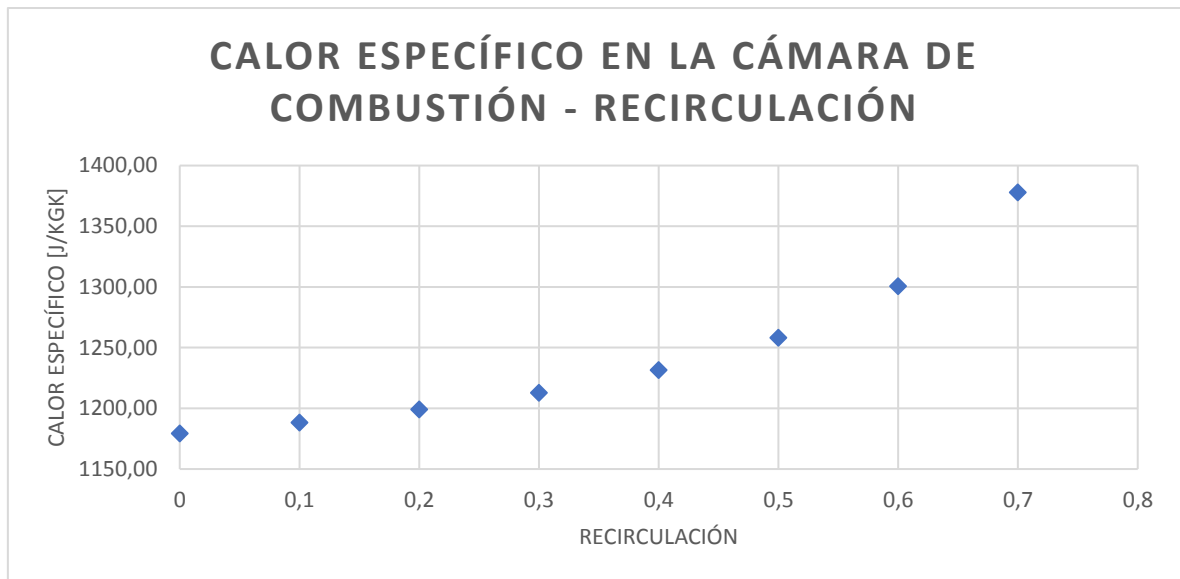


Figura 16. Calor específico en la cámara de combustión vs recirculación.

Como vemos la recirculación provoca varios efectos:

- I. Aumento de la temperatura de entrada al compresor.
- II. Disminución del coeficiente isentrópico debido al aumento de la temperatura media de proceso.
- III. Variación en el coeficiente isentrópico debido a la composición.
- IV. Aumento del calor específico debido al aumento de la temperatura media de proceso y la composición.

La temperatura de salida del compresor derivada del coeficiente isentrópico y el calor específico en la cámara de combustión producen efectos contrapuestos en el calor aportado. Es por ello que se deduce la tendencia parabólica que sigue el calor aportado. En bajas recirculaciones disminuye el consumo debido al aumento de la temperatura de salida del compresor, hasta que el calor específico de los gases comienza a subir y aumenta el calor aportado.

Se explica a continuación la tendencia seguida por la potencia bruta de la turbina de gas. La variación de esta potencia se debe al calor específico del gas y al coeficiente isentrópico, que influye en la temperatura de salida de la turbina de gas ya que el caudal de gases es más o menos constante. Al aumentar la recirculación aumenta el calor específico de forma exponencial debido a dos motivos: al cambio en la composición y de que a consecuencia de variar el coeficiente isentrópico varía la temperatura de salida de la turbina de gas y con ello la temperatura media del proceso, variando así el calor específico.

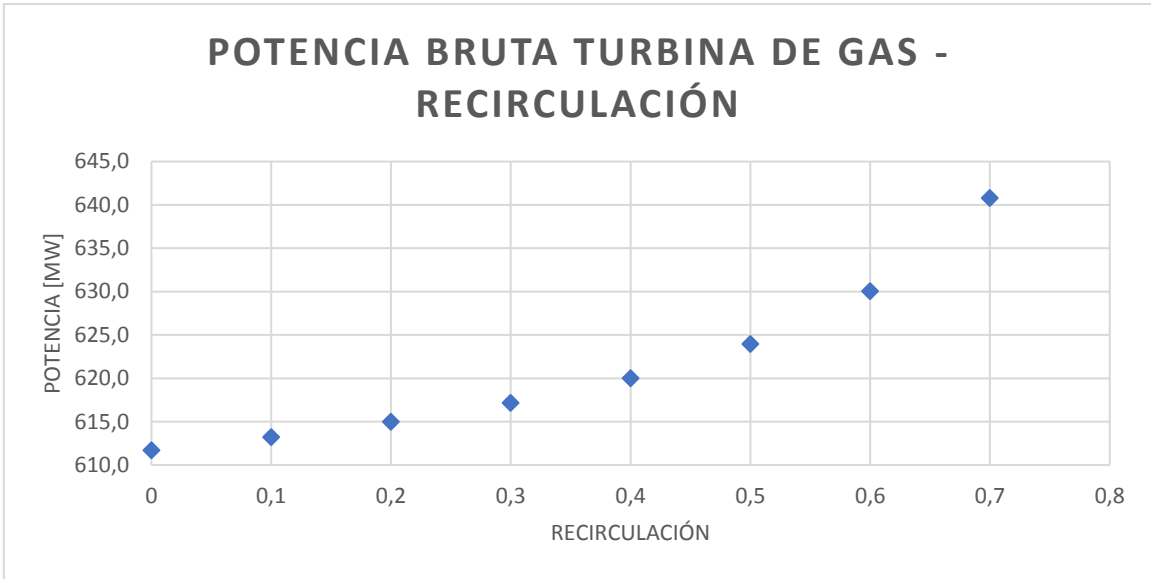


Figura 17. Potencia bruta turbina de gas vs recirculación.

Como se ha acaba de enunciar, la temperatura de salida de la turbina depende del coeficiente isentrópico que varía a causa de la composición y del cambio en la temperatura media del proceso. La siguiente figura describe lo enunciado:

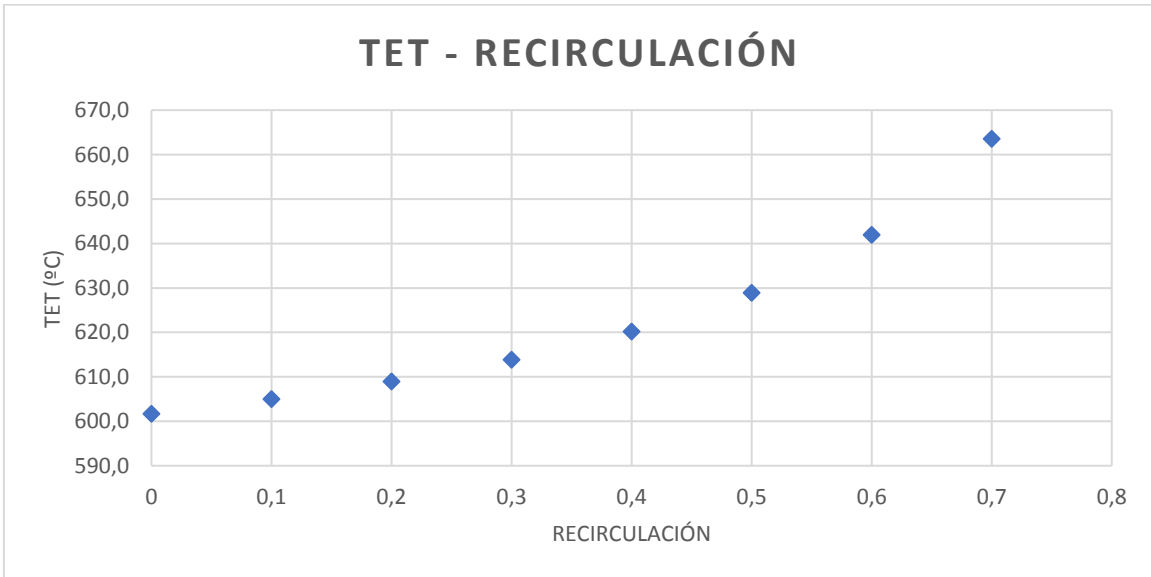


Figura 18. TET vs recirculación.

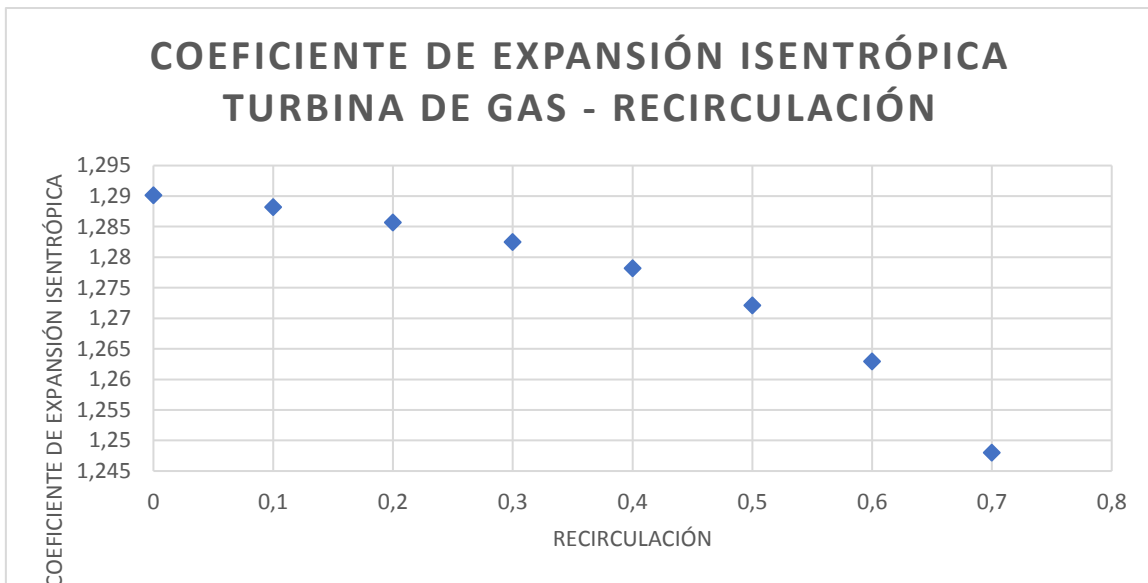


Figura 19. Coeficiente isentrópico turbina de gas vs recirculación.

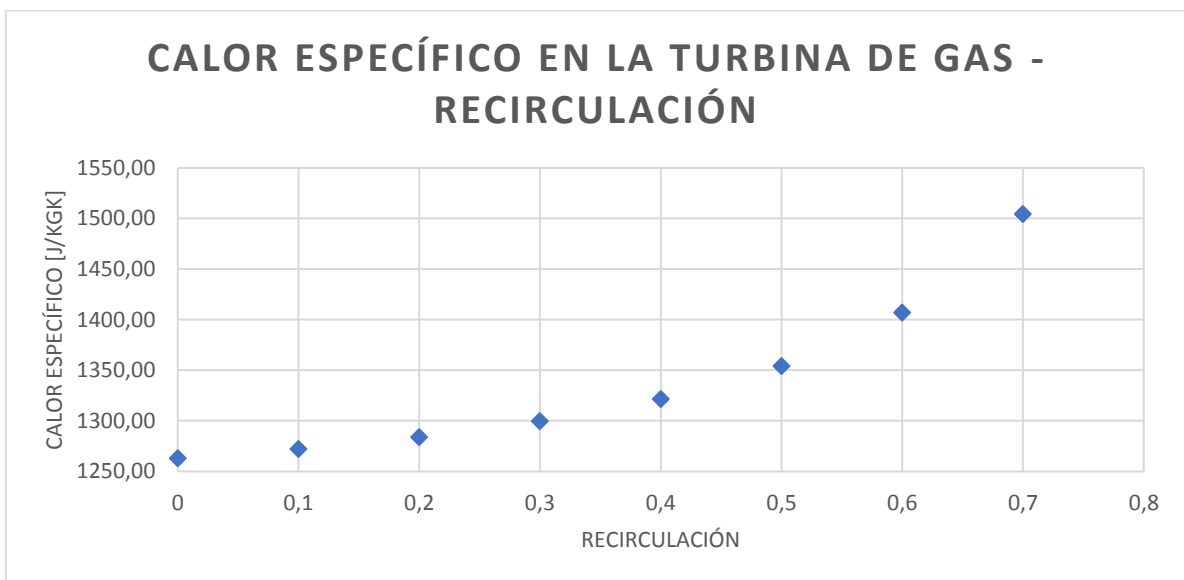


Figura 20. Calor específico turbina de gas - recirculación.

Al ser fija la temperatura de entrada a la turbina y la relación de expansión, la temperatura de salida y el calor específico medio son los factores más influyentes sobre la potencia de la turbina. Es por ello que la recirculación produce en este caso:

- I. Aumento de la temperatura de salida de la turbina de gas como consecuencia de la disminución del coeficiente isentrópico en la misma debido a cambios en la composición y al aumento de la temperatura media del proceso.
- II. Aumento del calor específico como consecuencia de los cambios en la composición de los gases en la turbina de gas y la subida de la temperatura media del proceso.

Como consecuencia de las fluctuaciones del calor específico y temperatura de salida de la turbina de gas, la potencia de la misma aumenta de forma exponencial.

A continuación, se analiza el consumo del compresor de la turbina de gas:

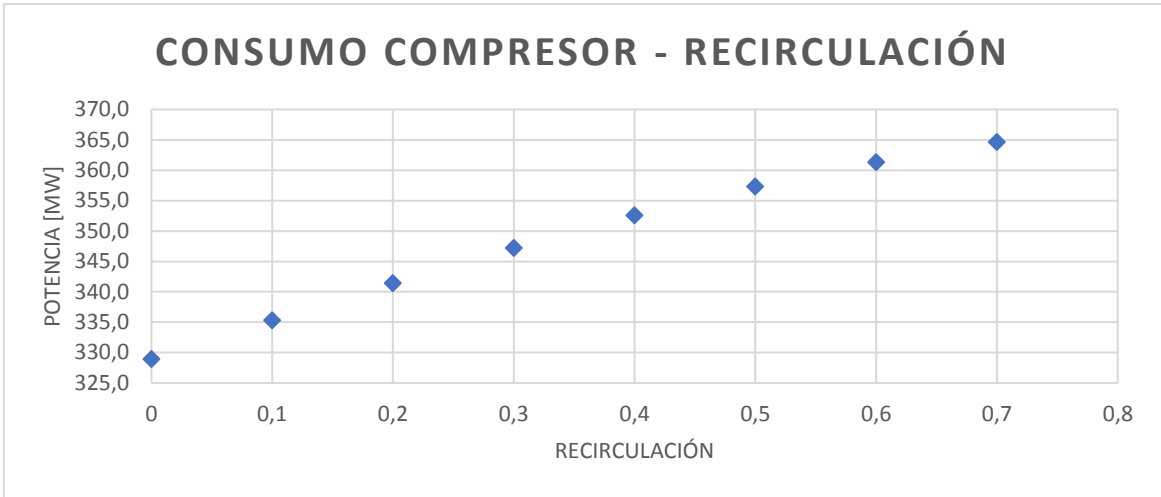


Figura 21. Consumo del compresor vs recirculación.

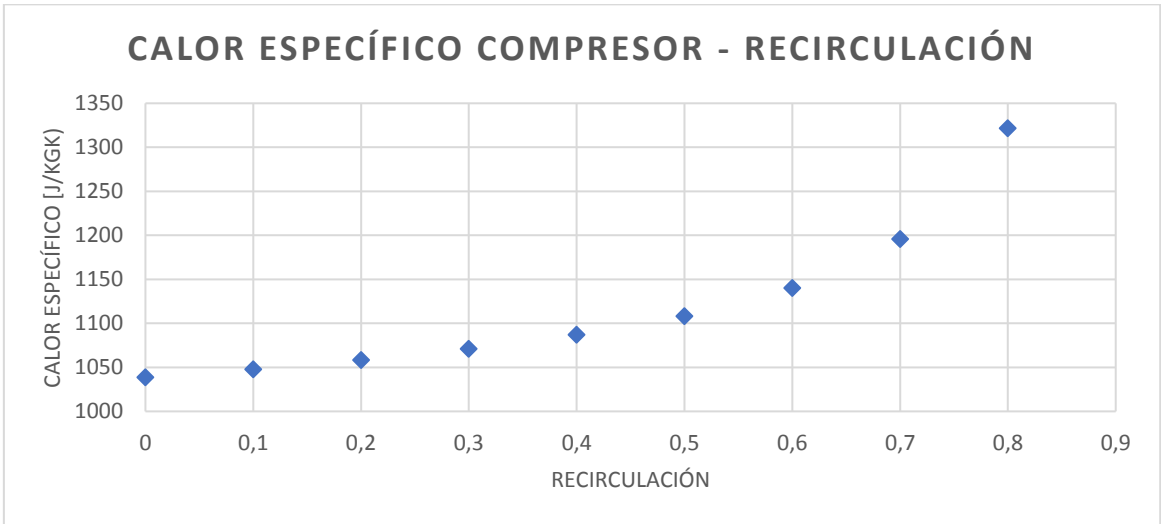


Figura 22. Calor específico del aire en el compresor vs recirculación.

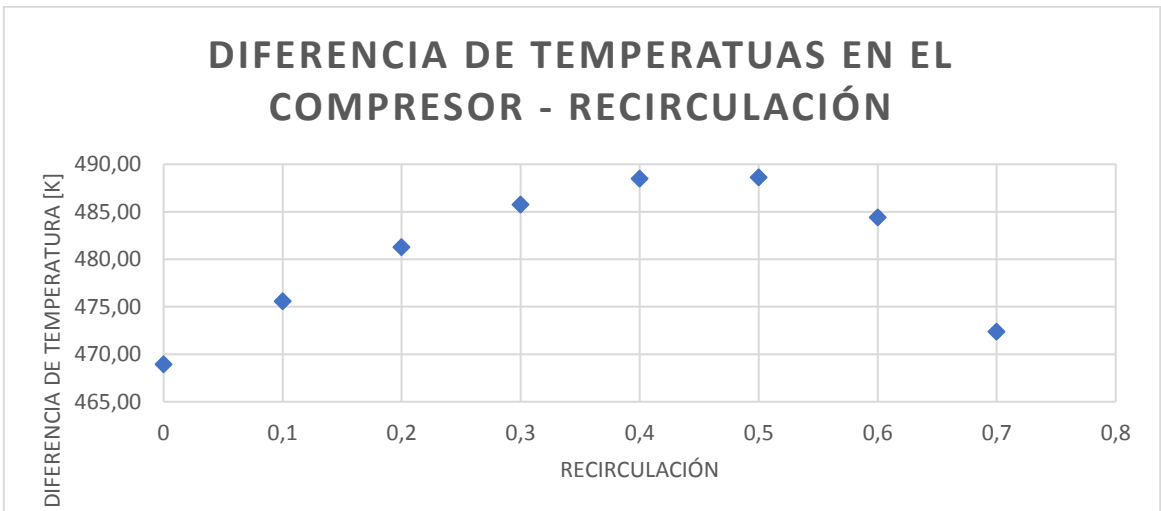


Figura 23. Diferencia de temperaturas en el compresor vs recirculación.

El consumo del compresor depende de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del compresor, ya que como hemos dicho el caudal es constante. Como se observa en los gráficos anteriores, para bajas recirculaciones el calor específico se mantiene relativamente constante, mientras que la diferencia de temperaturas aumenta. Esto produce un aumento del consumo según aumenta la recirculación. Para altas recirculaciones, la diferencia de temperaturas cae a la vez que aumenta exponencialmente el calor específico, por lo que al tener el consumo una dependencia mayor del calor específico, la potencia demandada por el compresor aumenta. El resultado global es que el consumo del compresor aumenta casi linealmente con la recirculación.

A continuación, se detallan las causas de las tendencias que siguen tanto la diferencia de temperaturas en el compresor como el calor específico:

- La diferencia de temperaturas aumenta debido al aumento de la temperatura de entrada. Según aumenta la recirculación, el coeficiente isentrópico disminuye aceleradamente debido al aumento de la temperatura media de proceso, lo que al final produce el descenso de la diferencia de temperaturas:

$$\Delta T = T_{02} - T_{01'} = T_{01'} * \left(\frac{RC^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{comp}} \right)$$

Para bajas recirculaciones: $T_{01'} \uparrow \gamma \approx$

Para altas recirculaciones: $T_{01'} \uparrow \gamma \downarrow$

- El calor específico aumenta debido al aumento de la temperatura media del proceso y las variaciones de composición.

En total la potencia neta que produce la turbina de gas resulta disminuye en gran parte del rango de recirculaciones debido a que el trabajo bruto de la turbina de gas aumenta considerablemente solo en altas recirculaciones, lo que motiva que la potencia neta aumente en esta situación.

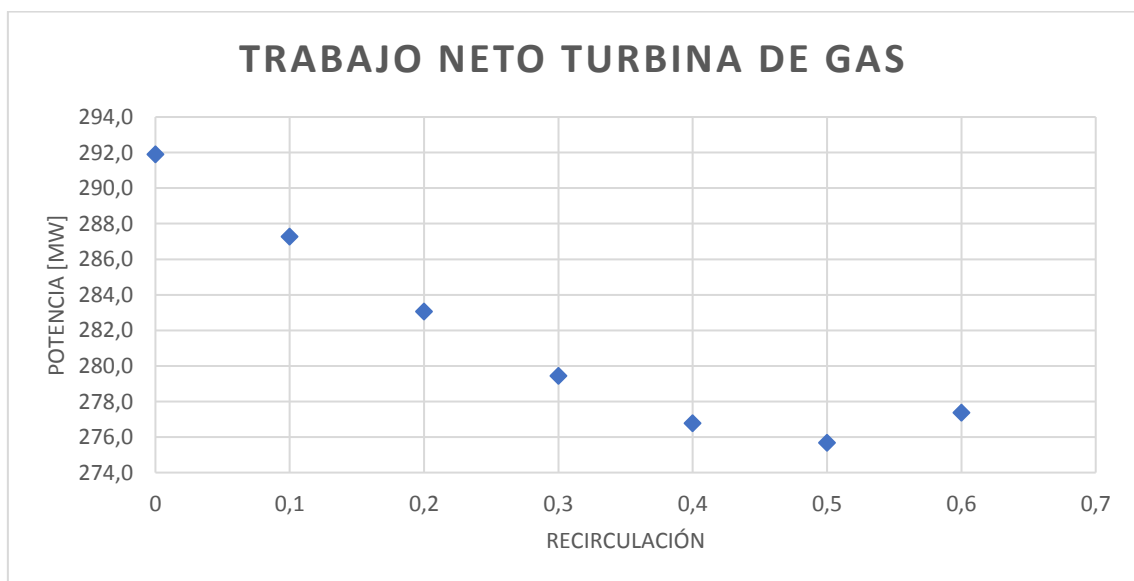


Figura 24. Potencia neta de la turbina de gas vs recirculación.

Por último, la turbina potencia producida por la de vapor sigue un crecimiento exponencial según avanza la recirculación. Esto se debe a dos motivos principalmente: el primero es debido al aumento de la temperatura de escape de la turbina de gas, causado por la disminución del coeficiente isentrópico en la misma. El segundo es debido al aumento del calor específico de los gases que a su vez se deben al aumento de la temperatura media del proceso. Es por ello que la potencia de la turbina de vapor sigue la siguiente tendencia:

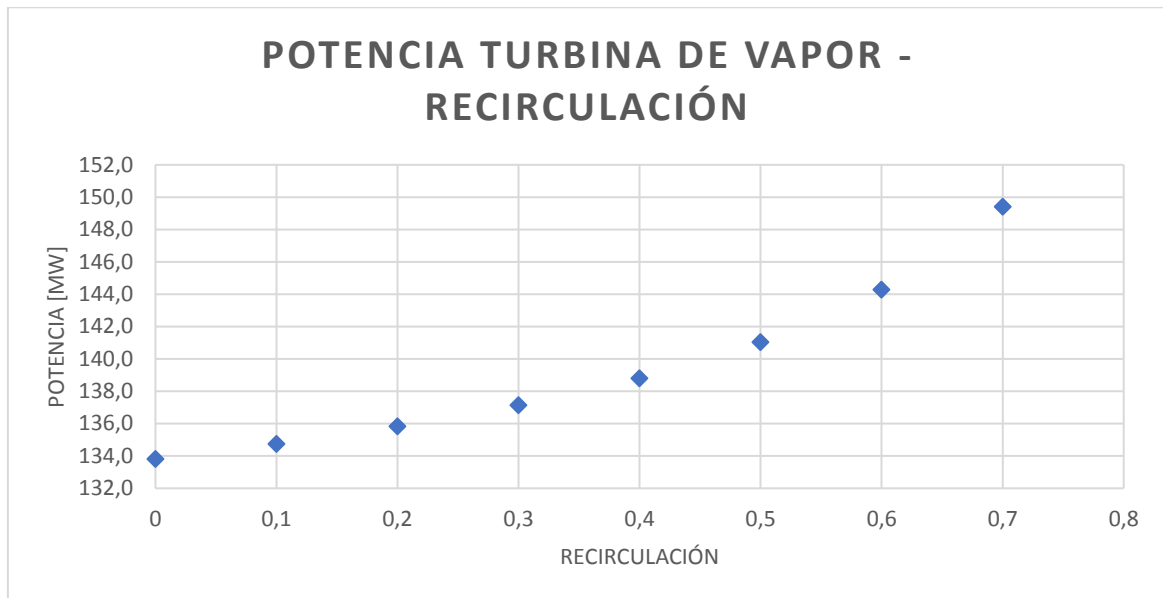


Figura 25. Potencia turbina de vapor vs recirculación.

Al respecto de los otros consumos menores hay que decir que el consumo de la soplante de recirculación aumenta prácticamente de forma lineal debido a que las temperaturas de chimenea suelen ser parecidas y las propiedades termodinámicas no cambian en exceso. Únicamente presenta una fuerte dependencia del caudal, por lo que sigue una tendencia lineal con la recirculación. Las bombas del lado del vapor mantienen unos consumos prácticamente constantes.

Con respecto al enriquecimiento de aire los parámetros varían de forma lineal. Es por ello, que el rendimiento también varía de forma lineal. El coeficiente isentrópico varía relativamente poco en comparación con la temperatura. Se muestra en la siguiente gráfica la variación del coeficiente isentrópico en el compresor y la cámara de combustión con el grado de oxcombustión. Como puede verse este coeficiente isentrópico se mantiene prácticamente constante con el grado de oxcombustión.

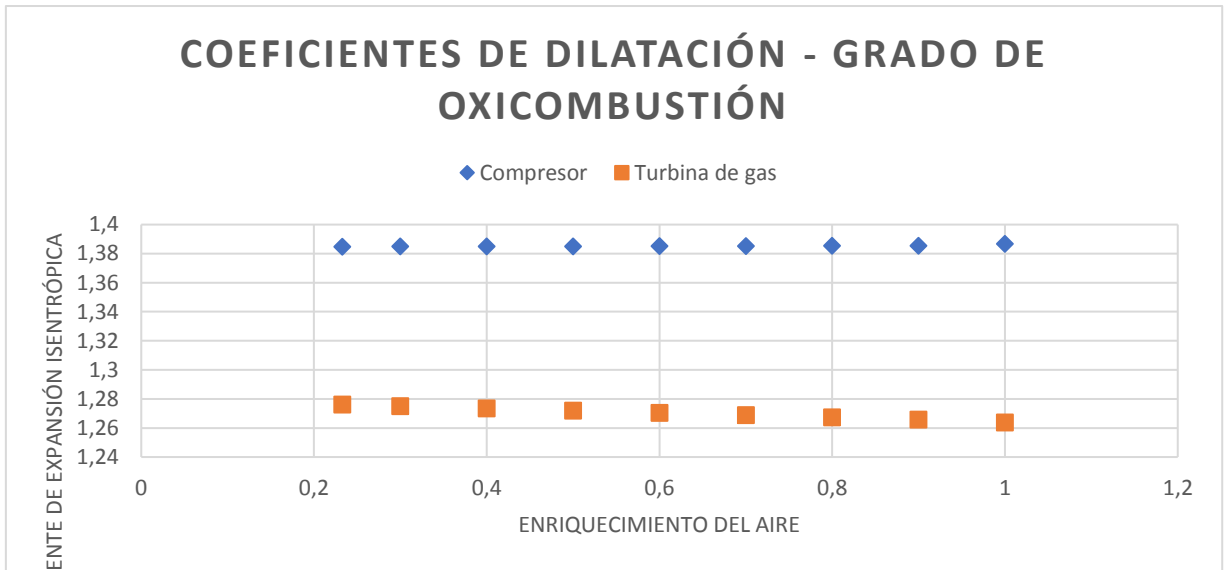


Figura 26. Coeficientes isentrópico vs grado de oxidación.

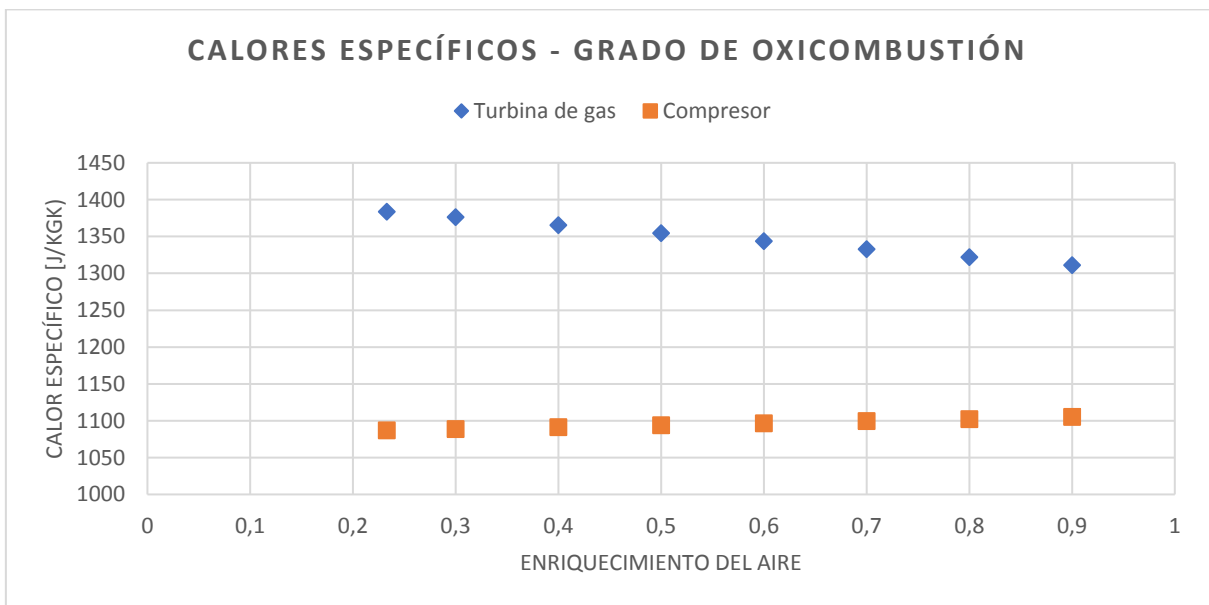


Figura 27. Calores específicos vs grado de oxidación.

Rendimiento de la planta con la unidad de separación de aire

Se muestra en las siguientes figuras el rendimiento que presenta la planta teniendo en cuenta el consumo del compresor de la unidad de separación de aire.

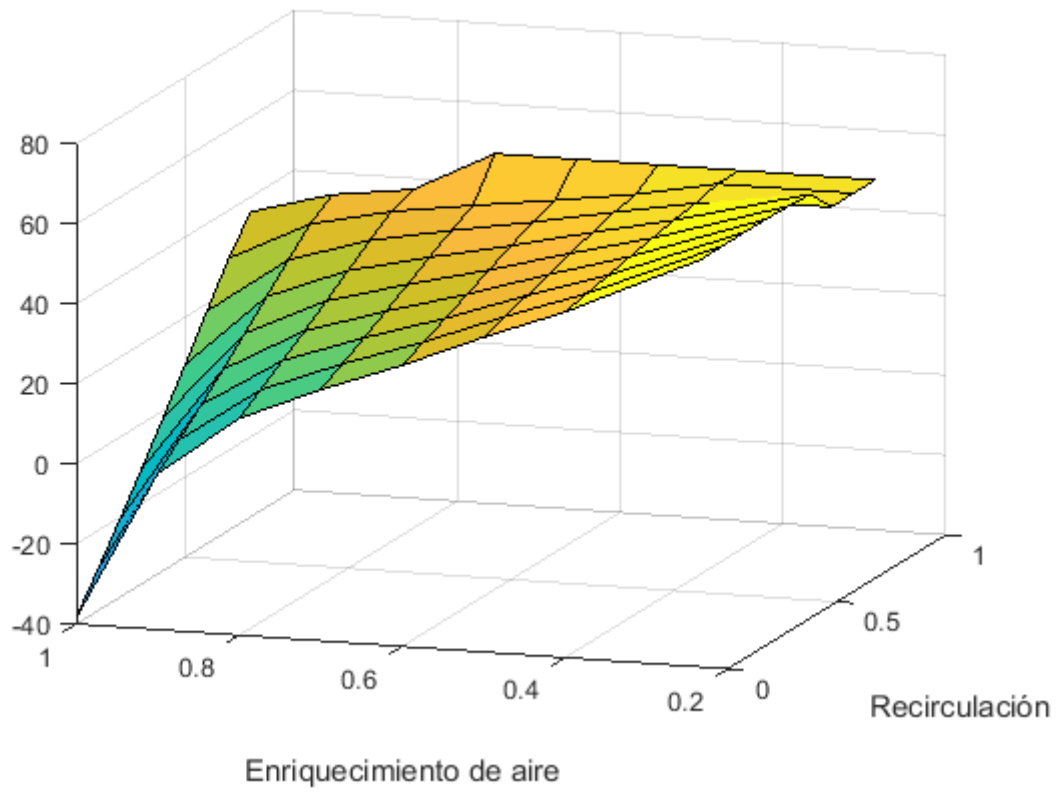


Figura 28. Representación 3D del rendimiento de la planta con ASU.

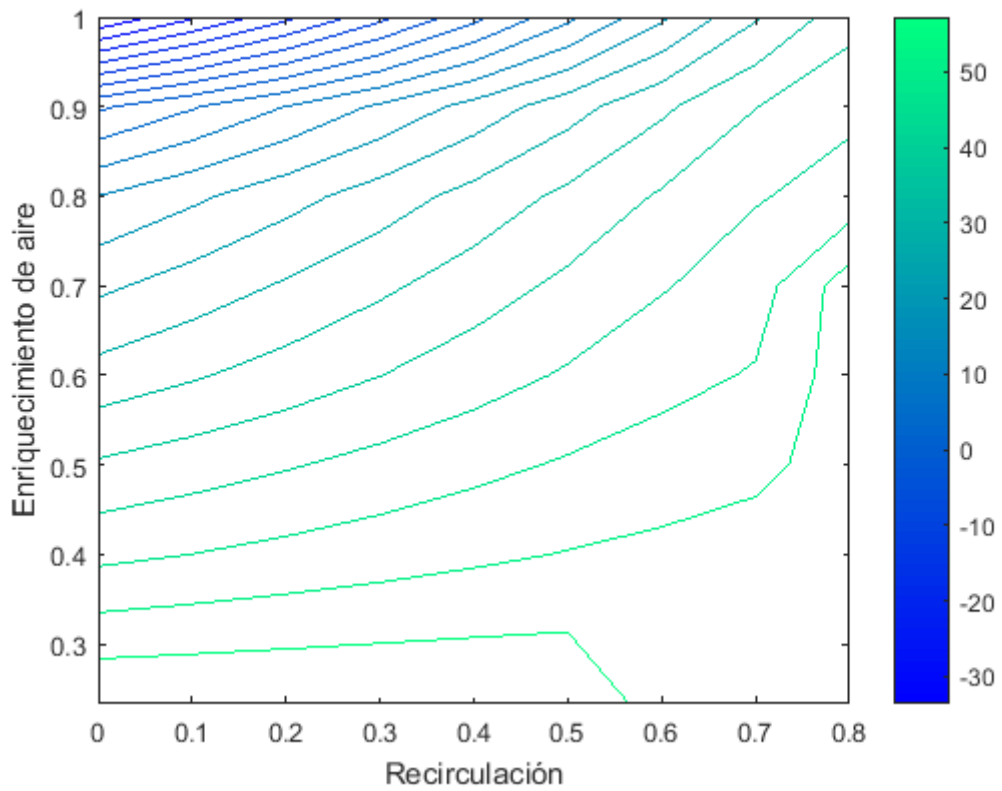


Figura 29. Curvas de nivel del rendimiento de la planta con ASU.

Resulta en este caso, que el rendimiento disminuye con el aumento del porcentaje de oxígeno, lo cual es lógico porque la cantidad de aire producido por la ASU se produce con mayor concentración de oxígeno, el compresor de la ASU consume mayor potencia y eso hace caer al rendimiento. En cuanto a la recirculación, se observa la tendencia ya observada a disminuir el rendimiento. Esto es consecuencia de los múltiples fenómenos descritos en el apartado anterior, habiendo casos en los que el rendimiento llega incluso a ser negativo. Esto se produce porque el compresor de la unidad de separación de aire consume una gran parte de lo que generan las turbinas del ciclo combinado. Esto indica que tendríamos que suministrar potencia externa a nuestra planta para que funcionase, lo cual no tiene sentido.

Esta gráfica sigue unas tendencias más uniformes debido a que el consumo de la ASU acapara gran parte del consumo de la planta y aminora los efectos de los otros equipos.

Para ver la diferencia entre los rendimientos de la planta con y sin unidad de separación de aire se muestra el siguiente gráfico, que muestra los puntos porcentuales en los que difieren ambos rendimientos.

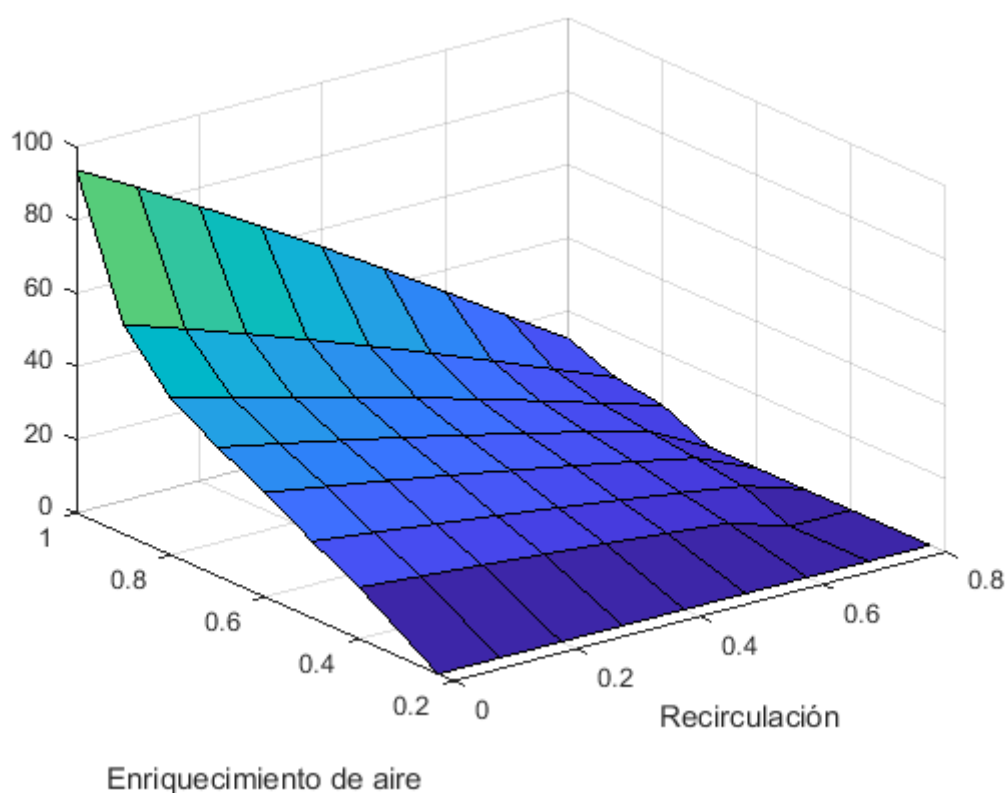


Figura 30. Representación 3D de la diferencia porcentual entre el rendimiento con y sin ASU.

Como era previsible, la mayor diferencia se produce con oxicomustión total y sin recirculación, llegando a alcanzar una diferencia de 90 puntos porcentuales. Sin embargo, el mapa muestra zonas en las que el rendimiento no difiere más de un 5% con respecto al rendimiento sin ASU. Se producen en condiciones de bajos enriquecimientos del aire (debido al

consumo de la ASU) y altas recirculaciones, debido a que al aumentar la recirculación disminuye el consumo de la ASU por tratar menor caudal de aire.

La diferencia porcentual se expresa como:

$$\text{Diferencia porcentual} = \eta_{\text{sinASU}}[\%] - \eta_{\text{conASU}}[\%]$$

Potencia del ciclo combinado

Se describe ahora la potencia suministrada por el ciclo combinado a la red, es decir, la potencia que generan las turbinas de vapor y de gas descontando bombas y compresores, tanto del ciclo combinado como de la planta de separación de aire. La potencia está expresada en MW.

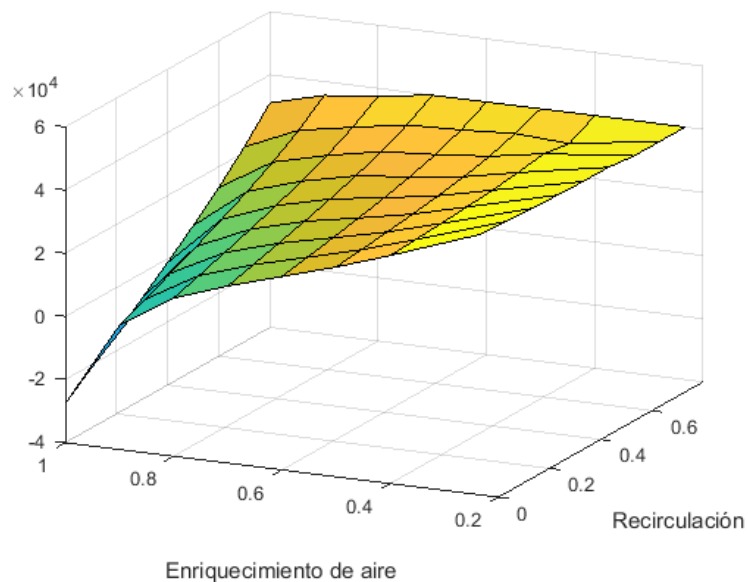


Figura 31. Representación 3D de la potencia de la planta.

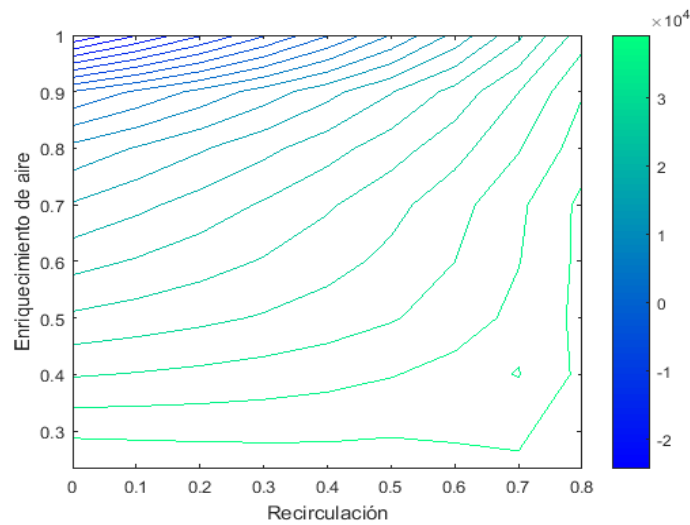


Figura 32. Mapa de curvas de la potencia de la planta.

La potencia de la planta presenta su máximo con altas recirculaciones y bajo grado de oxidación. Las altas recirculaciones provocan que la cantidad de aire suministrado por la ASU sea pequeña, ya que el caudal está fijado, y esto hace disminuir el consumo del compresor de la ASU. Al mismo tiempo, los bajos grados de oxidación provocan una reducción en el consumo de la ASU. Además, existen otros efectos que influyen en las potencias, como se han comentado anteriormente, pero el consumo de la ASU es el de mayor peso. La potencia de la planta llega a ser negativa, lo que quiere decir que el compresor de la ASU consume más que lo que generan las turbinas.

Fracción molar de dióxido de carbono en los gases de chimenea

La concentración de dióxido de carbono que existe a la salida del ciclo combinado, es decir, los gases de chimenea que van a ser tratados en la unidad de captura de CO₂ basado en absorción química, se muestra en el siguiente gráfico según el grado de recirculación y oxidación (Figura 33).

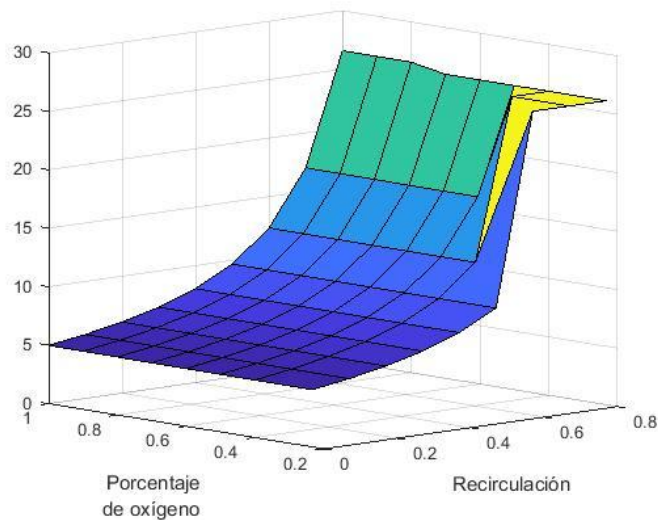


Figura 33. Representación 3D de la fracción molar de dióxido de carbono a la salida del CC.

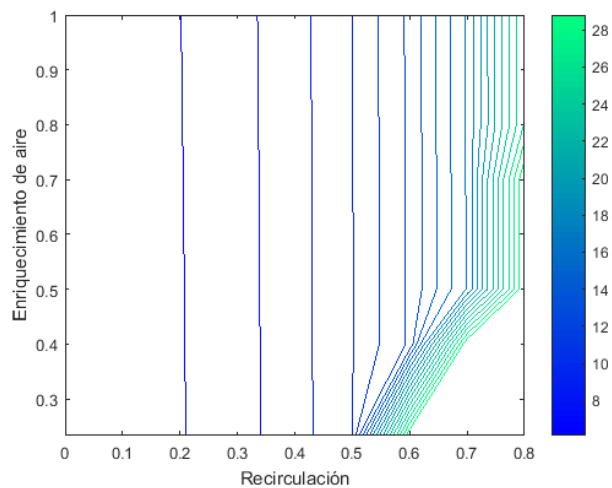


Figura 34. Mapa de curvas de la fracción molar de dióxido de carbono a la salida del CC.

Como puede observarse en las Figuras 33 y 34, la composición en CO_2 aumenta, de una manera casi inapreciable, con el grado de oxidación u enriquecimiento de aire. Sin embargo, a medida que aumenta la recirculación, la fracción de CO_2 aumenta cuadráticamente. El porcentaje de oxígeno en el aire no influye demasiado sobre la concentración de CO_2 a la salida, debido a que la temperatura de entrada a la turbina está fijada y el oxígeno que reacciona debe ser, con una recirculación dada, prácticamente el mismo. Esto se debe a que el caudal de gases y la temperatura de entrada a la turbina son prácticamente constantes. Lo único que puede variar el consumo de combustible necesario (que conlleva un consumo de oxígeno necesario) es la temperatura de salida del compresor, que apenas depende del porcentaje de oxígeno, no siendo así con la recirculación. Es por ello que, aunque introduzcamos más oxígeno, esto no conlleva que reaccione mayor cantidad. Las pequeñas variaciones que se aprecian son debidas al cambio que produce en las propiedades termodinámicas del fluido, que ocasiona una variación en la temperatura de salida del compresor y por ello se debe quemar una cantidad distinta de combustible que produce mayor CO_2 . No ocurre lo mismo con la recirculación. La recirculación produce una disminución de la concentración de oxígeno y nitrógeno en los gases, debido a que al estar fijado el caudal, al aumentar la recirculación disminuye la cantidad de aire introducido.

En el documento de Li (Li H. , 2011) sustentan las concentraciones obtenidas en esta simulación, estando entre un 5 y un 25 por ciento según varíe el grado de recirculación (EGR). Como se observa en el gráfico, la concentración de CO_2 aumenta de forma cuadrática según crece el grado de recirculación, y los gases emitidos por el ciclo combinado disminuyen según aumenta la recirculación.

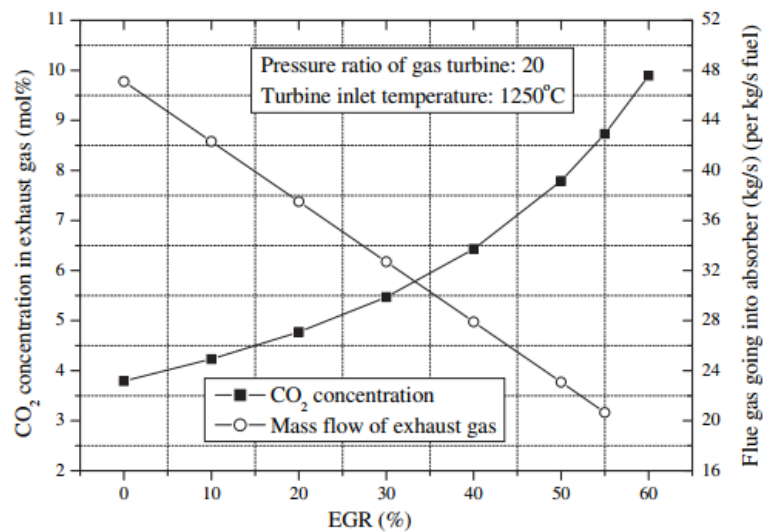


Figura 35. Variación de la concentración de CO_2 con el EGR (Li H. , 2011).

De este modo, se concluye la simulación de una planta de ciclo combinado con EGR y oxidación. Continúa este trabajo con el estudio de una planta de ciclo combinado con una unidad de absorción de CO_2 con aminas.

Planta de ciclo combinado con unidad de absorción de CO_2 con aminas

La planta de absorción de dióxido de carbono se extrapola a partir de distintos datos experimentales obtenidos de referencias bibliográficas, recogidos en la tabla 7. distintos estudios (Thomas, 2016), (Li H. , 2011). De esta forma, se muestran a continuación los datos utilizados para la evaluación del consumo específico en el reboiler de este trabajo:

Tabla 7. Consumos específicos de la planta de absorción.

rend=90%	Porcentaje de CO_2	Consumo específico reboiler [GJ/ton CO_2]
1315 m ³ /h	1	7,500
	2	5,000
	4	4,000
	6	3,600
	8	3,500
	10	3,400
	20,1	3,260
	25	3,084
	35	2,693
	45	2,293
	55	1,958
	61,47	1,856

Los datos han sido escogidos de forma que los caudales volumétricos tratados por la planta de absorción sean similares, en este caso en torno a los 1315 m³/h, y con un rendimiento de absorción del 90%. El consumo que se muestra en la Tabla 7 corresponde al consumo térmico del reboiler. Este es el consumo de mayor importancia en el proceso de captura de CO_2 y el que influencia tiene con respecto al porcentaje de dióxido de carbono, por lo que será el que se tome en cuenta. También se han contabilizado los consumos de las bombas del circuito que apenas varían con el porcentaje de dióxido de carbono y se mantienen sobre los 0.0157 GJ/ton CO_2 (Thomas, 2016).

La curva exponencial de regresión que se obtiene de estos datos es la que se muestra en el siguiente gráfico (Figura 36).

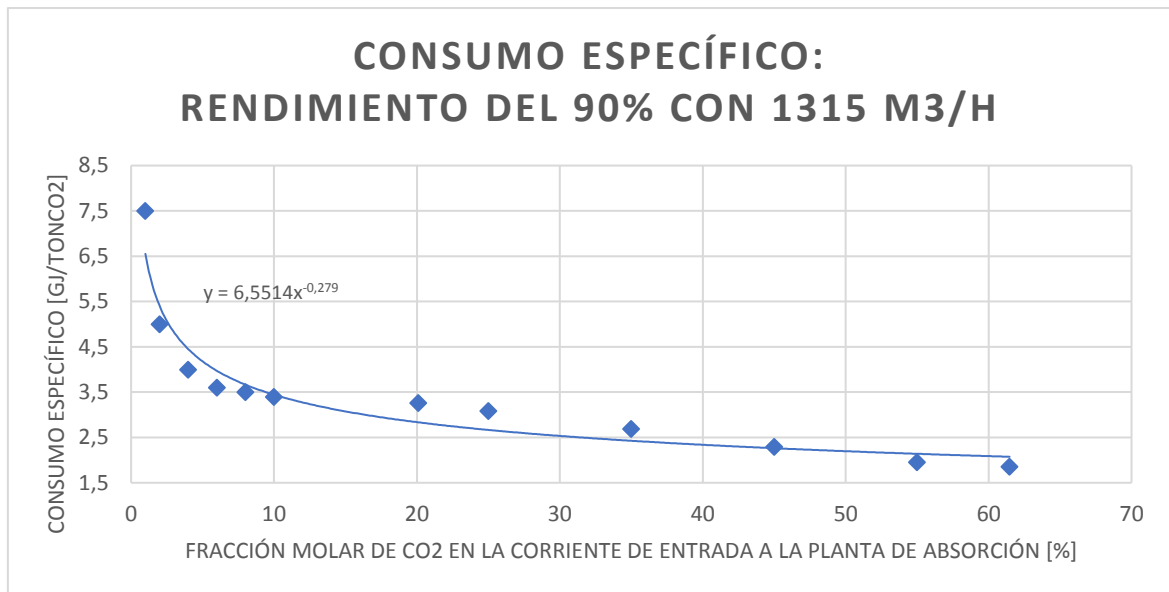


Figura 36. Curva de regresión del consumo específico.

Se ha optado por una regresión exponencial por ser la que mejor se ajusta a los datos expuestos. La curva de regresión obtenida tiene la siguiente expresión:

$$\text{Consumo específico} \left[\frac{GJ}{\text{tonCO}_2} \right] = 6.5514 * y_{CO_2}^{-0.279} \quad (1)$$

Siendo y_{CO_2} la concentración de CO_2 en los gases de salida del ciclo combinado. En el documento de Li (Li K. , 2016) se utiliza otra correlación para el consumo específico de una planta de absorción, que tiene la siguiente expresión:

$$\text{Consumo específico} \left[\frac{GJ}{\text{tonCO}_2} \right] = 3.3162 + 0.0154 * y_{CO_2} + \frac{2.0383}{y_{CO_2}} + \frac{2.1432}{y_{CO_2}^2} \quad (2)$$

Es necesario indicar que esta correlación ha sido obtenida con unas concentraciones de dióxido de carbono inferiores al 12%, mientras que la realizada en este estudio tiene una muestra más amplia, llegando hasta el 55% de concentración. Los consumos de la planta de absorción varían principalmente en función del grado de recirculación, debido a que como se ha comentado anteriormente, el porcentaje de CO_2 en la corriente de salida del ciclo combinado, apenas varía con el enriquecimiento de oxígeno y sí con la recirculación. Se muestran en la siguiente tabla los dos consumos (el obtenido con la relación (1) y obtenido con (2)) del reboiler (PRreg) de la unidad en función de la recirculación:

Tabla 8. Consumos del reboiler de la planta de absorción de dióxido de carbono.

Recirculación	Porcentaje de oxígeno	Fracción molar CO ₂	Consumo PRreg Li [MW]	Consumo PRreg [MW]
0	0,8	5,0%	131,1	141,2
0,1	0,8	5,4%	127,9	135,7
0,2	0,8	6,1%	124,9	130,1
0,3	0,8	6,9%	122,4	124,4
0,4	0,8	8,0%	120,5	118,5
0,5	0,8	9,7%	119,6	112,5

Recirculación	Porcentaje de oxígeno	Fracción molar CO_2	Consumo PRreg Li [MW]	Consumo PRreg [MW]
0,6	0,8	12,3%	120,3	106,2
0,7	0,8	17,0%	123,5	99,1
0,8	0,8	26,6%	128,4	88,6

Como se observa en la tabla 8, los consumos a partir de una recirculación de 0.6 (12% de fracción molar de CO_2) difieren bastante de una correlación a otra debido a que la correlación de Li no contempla, como se ha mencionado, valores altos de concentraciones de CO_2 . Debido a trabajar con gas natural como combustible, las concentraciones de CO_2 son mucho menores que si se trabajase con otro combustible, por ejemplo carbón, el cuál conllevaría concentraciones mucho mayores, permitiendo así reducir el consumo de la unidad de absorción.

Teniendo en cuenta ahora los consumos de la unidad de absorción, el rendimiento de la planta completa (ciclo combinado, ASU y unidad de absorción) presentaría las siguientes tendencias:

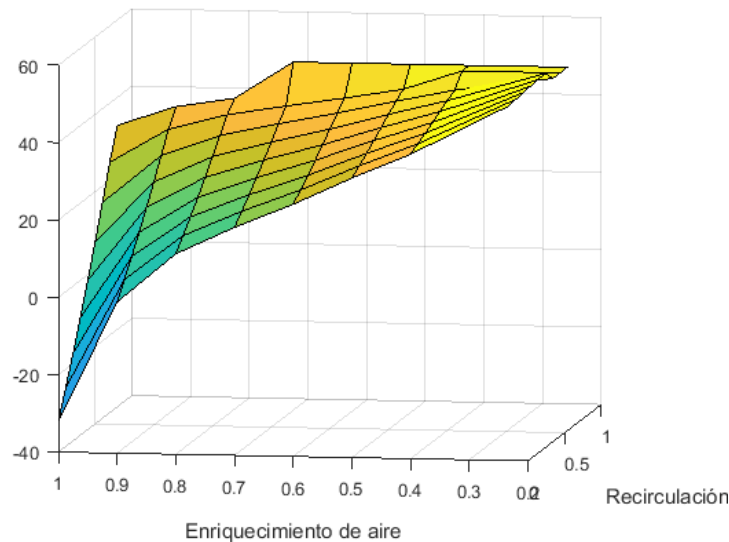


Figura 37. Representación 3D del rendimiento total de la planta.

La planta funciona bien a altas recirculaciones y bajos grado de oxicomustión. Es decir, para optimizar el rendimiento de la planta, se debe producir una combustión con un bajo exceso de oxígeno. En otras palabras, el aumento necesario del grado de oxicomustión para poder aumentar la recirculación produce un consumo de la ASU mayor que la reducción que se consigue en la potencia consumida por la planta de absorción.

El consumo de la planta de absorción apenas depende del grado de oxicomustión, ya que como se ha visto anteriormente, la concentración de dióxido de carbono a la salida del ciclo combinado solo depende del grado de recirculación. Es por ello que, al aumentar la concentración de dióxido de carbono a la salida, disminuye el consumo específico. Además, aumentar el grado de recirculación conlleva la disminución del caudal de gases que se debe principalmente a dos causas:

- Disminuye levemente el caudal de gases debido a que la turbina está bloqueada y el gasto se determina a partir del gasto corregido, que varía con la composición de gases, es decir, que varía con la recirculación.
- Disminuye el caudal de salida del ciclo combinado, porque además de que disminuye el caudal de gases, el aumento de la recirculación hace que se desvíe una mayor cantidad de gases de nuevo al ciclo.

Ocurre entonces que el aumento de la recirculación, además de disminuir el consumo específico, disminuye las toneladas por segundo de CO_2 que debe tratar la planta de absorción, hasta un punto en el que el aumento cuadrático de la concentración de CO_2 en los gases de salida aumenta más de lo que disminuye el caudal de gases por el efecto del aumento de la recirculación. Por este motivo, se produce un mínimo en las toneladas de CO_2 , aunque las variaciones no son excesivas y la disminución del consumo específico es mucho mayor que estas y por ello disminuye la potencia del reboiler según aumentamos la recirculación.

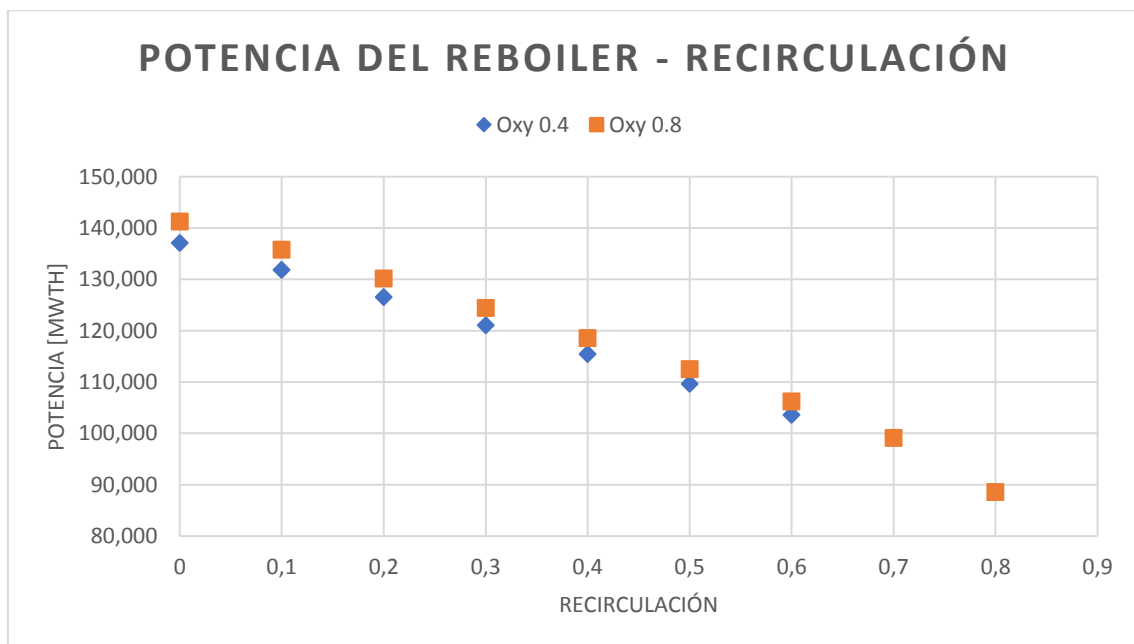


Figura 38. Potencia del reboiler vs recirculación.

La Figura 39 representa como varía la potencia del reboiler según aumenta el grado de recirculación. Como puede observarse, el grado de oxidación no logra variar apenas el consumo del reboiler, aunque permite mayores recirculaciones que sí pueden bajar el consumo del reboiler.

El consumo de potencia térmica de la planta de absorción (principalmente del reboiler) produce emisiones de CO_2 adicionales. En este estudio no se toma en cuenta la posibilidad de recircular la corriente de gases proveniente del reboiler e introducirlas en la planta de absorción para recuperar CO_2 . De este modo, las emisiones totales que se produzcan serán las de la combustión de gas natural en la planta de absorción para la alimentación del reboiler más el CO_2 no capturado por la planta de absorción. Se representan en el siguiente gráfico, las emisiones totales de la planta completa según la recirculación para un grado de oxidación del 60%.

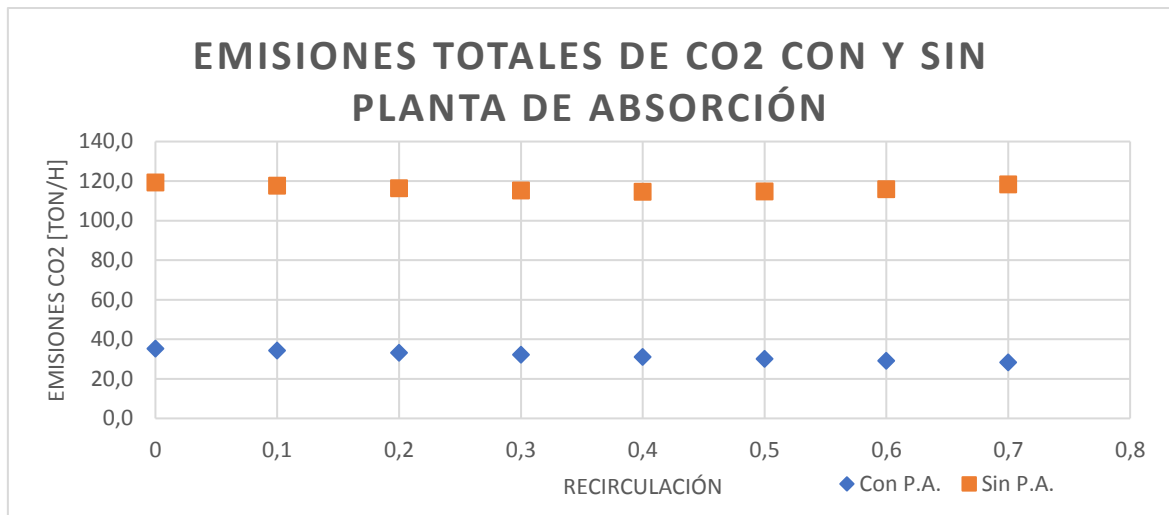


Figura 39. Emisiones totales de dióxido de carbono.

Naturalmente las emisiones de la planta sin planta de absorción no son más que las emisiones del ciclo combinado con distintos grados de recirculación. Ni la recirculación ni el grado de oxicomustión aumentan o disminuyen las emisiones de la planta de una forma exagerada pues según se aprecia las recirculaciones más altas logran una disminución de 10 toneladas de CO_2 a la hora solamente.

Análisis económico de las distintas alternativas

El aumento de equipos necesarios para la absorción de CO_2 no solo afecta al rendimiento y al ciclo termodinámico sino que, obviamente, supondrá unos costes de inversión que podrían cuestionar la viabilidad del proyecto. En el caso que ocupa, se valora la inversión de la planta de ciclo combinado, la unidad de separación de aire y la planta de absorción con aminas. Para la estimación del proyecto se han tenido en cuenta los siguientes costes en cada una de las plantas:

- Bare Erected Cost: se trata del coste de compra y montaje de la planta. Se considera como el coste de inversión.
- Costes de operación y mantenimiento: consumo de gas natural, coste de emisión del CO_2 , consumos auxiliares y mantenimiento.
- Ingresos por venta de potencia eléctrica.

Coste de inversión

El coste de inversión de la planta de ciclo combinado se ha obtenido a través de la base de datos actualizada disponible en la publicación industrial (Gas Turbine World, 2018). La expresión que se ha utilizado es:

$$P \left[\frac{\$}{kW} \right] = 370 + 10.3 * 10^4 * \dot{W}[kW]^{-0.438}$$

Con la expresión anterior y la potencia suministrada por la planta a la red, se obtiene el coste de inversión. La revista es de 2018 luego no hace falta aplicar el coeficiente CEPCI para actualizar la inversión.

La planta de separación de aire se estimado con la siguiente expresión:

$$BEC_{ASU} = BEC_{DOE\ 2008} * \left(\frac{\dot{m}_{O_2,i}}{\dot{m}_{O_2,DOE}} \right)^{0.65} * \frac{CEPCI_{2017}}{CEPCI_{2008}}$$

Lo que se ha hecho ha sido escalar el coste de la planta a partir del caudal de oxígeno producido por la ASU medido en kg/h con un factor de escala de 0.65 que es el que típicamente se aplica a las columnas de destilación (Montávez, 2018). Tras ello, se actualiza el precio a través del CEPCI, siendo el último CEPCI disponible el de 2017. El $BEC_{DOE\ 2008}$ de referencia se ha obtenido como una media de distintas plantas que aparecen en la bibliografía (Montávez, 2018). De la misma manera se ha procedido con el caudal de referencia $\dot{m}_{O_2,DOE}$.

Por último, para la planta de absorción de dióxido de carbono se han utilizado de nuevo datos existentes de distintos proyectos acometidos en el pasado de los que se han estudiado la potencia de la unidad de absorción y el coste de inversión de cada uno de los equipos que la conforman (Montávez, 2018). Es necesario conocer el factor de escala de cada equipo ya que la capacidad o dimensión de la planta no es similar a la muestra.

El proceso de cálculo de los coeficientes de escala para cada uno de los equipos se ha basado en, tras escoger una planta como la planta de referencia, obtener para cada uno de los equipos su coeficiente de escala. Para ello, se han obtenido dos relaciones, la relación entre los costes del $equipo_i$ y el $equipo_{ref}$ y de la misma manera, la relación entre las potencias de las plantas. Se toma como variable de escalado para cada equipo la potencia de la planta, en vez de la potencia específica de cada uno de los equipos.

$$x = \frac{BEC_{equipo,i}}{BEC_{equipo,ref}}$$

$$y = \frac{Potencia_i}{Potencia_{ref}}$$

Una vez obtenidos los ratios de todos los equipos, se ha representado la variable y en función de x y se ha realizado una curva exponencial de aproximación en la que el exponente ha sido tomado como el factor de escala de la siguiente forma.

$$x = y^\gamma$$

Los resultados obtenidos para los distintos equipos han sido los siguientes (Tabla 9):

Tabla 9. Factores de escala de la planta de absorción.

Equipo	γ_i	Equipo	γ_i
Soplantes	1,0725	Reboilers	-0,039
Bombas salida torre absorción	0,1014	Main HX	0,681
Bombas reciclo a stripper	0,6079	Precoolers	1,0503
Bombas impulsión lean amine	0,293	Coolers	-0,483
Bombas impulsión solución amina	0,1639	Condensadores	0,3796
Torres de absorción	1,1861	Separadores corr. Dry CO2	0,1238
Strippers	0,467	Tanques solución amina	0,5345

Como ejemplo del cálculo de factor de escala, se expone a continuación el factor de escala del stripper de la planta de absorción.

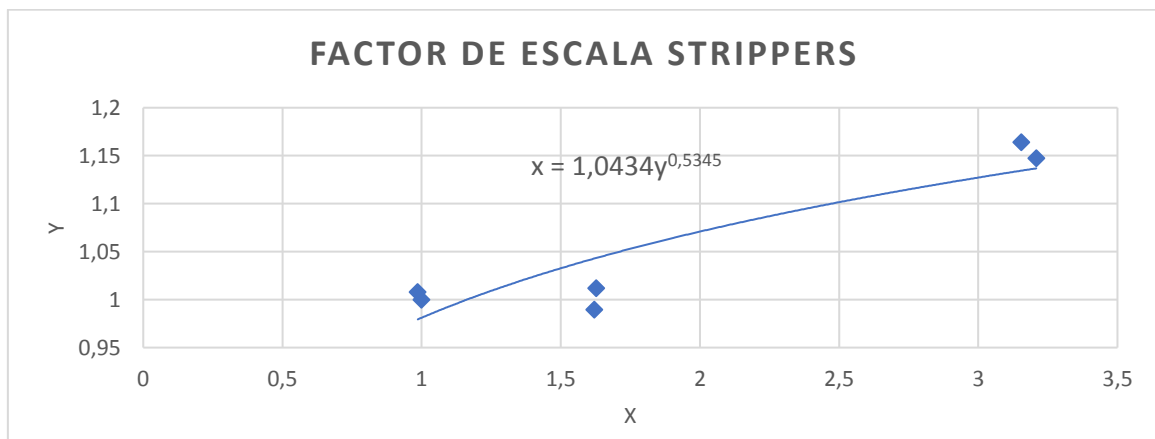


Figura 40. Obtención del factor de escala del stripper.

A continuación, realizamos el escalado de costes de la siguiente manera.

$$BEC_{P.Abs} = \sum BEC_{DOE\ 2008} * \left(\frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{ref}}\right)^{\gamma_i} * \frac{CEPCI_{2017}}{CEPCI_{2016}}$$

Siendo γ_i el factor de escala de cada uno de los equipos.

Costes de operación y mantenimiento

El coste de gas natural ha sido estimado en 10 €/MWth resaltando que las variaciones regionales son remarcables. Este precio multiplicado por el calor aportado al ciclo resultará ser el coste de gas natural. Se considera que la planta funciona 8000 horas al año, estando las restantes 760 h en parada por mantenimiento.

Los costes de operación y mantenimiento anuales de la planta de ciclo combinado se han consensado como 17.24€/kW de costes fijos y 0.86€/MWh de costes variables.

El precio de venta de la electricidad es de 60€/MWh acorde con los precios del mercado español (Red Eléctrica Española, 2017).

Los costes de operación y mantenimiento de la unidad de absorción se han estimado en 20\$/tonCO₂ (Han, 2013).

En cuanto a las penalizaciones por emisión de CO₂ se han considerado varios niveles penalización: 20, 30, 40, 50 y 60 €/tonelada de CO₂ emitido.

Resultados

Contemplando una vida del proyecto de 20 años, una tasa de descuento del 10% y una inflación del 2% en el peor de los casos (INE, IPC, 2017) se han calculado los parámetros económicos en los distintos escenarios. Se ha estimado una tasa de descuento del 10% debido a que el total de la inversión se ha realizado con fondos propios o financiación privada (equity). Los flujos de caja (Cashflows) han sido considerados como iguales en todos los años.

La planta de referencia, es decir la planta de ciclo combinado sin EGR, ASU ni planta de absorción, con distintas penalizaciones obtiene los siguientes parámetros económicos:

Parámetros de evaluación económica sin P. Abs			
VAN [m€]	TIR	PB	Sanción
1.028.910,55 €	40%	3	20 [€/ton CO ₂]
917.287,56 €	37%	3	30 [€/ton CO ₂]
805.664,58 €	33%	4	40 [€/ton CO ₂]
694.041,60 €	29%	4	50 [€/ton CO ₂]
582.418,62 €	26%	4	60 [€/ton CO ₂]

Tabla 10. Parámetros económicos de la planta de referencia.

Antes de proseguir conviene remarcar una singularidad en los resultados. El coste, tanto económico como energético de producir aire enriquecido en la ASU no compensa a la hora de mejorar el rendimiento del ciclo o su viabilidad económica. Económicamente, ningún caso con oxicomustión, aún operando con altos ratios de recirculación, será mejor que el caso sin oxicomustión. Por lo que continuamos analizando los casos sin oxicomustión.

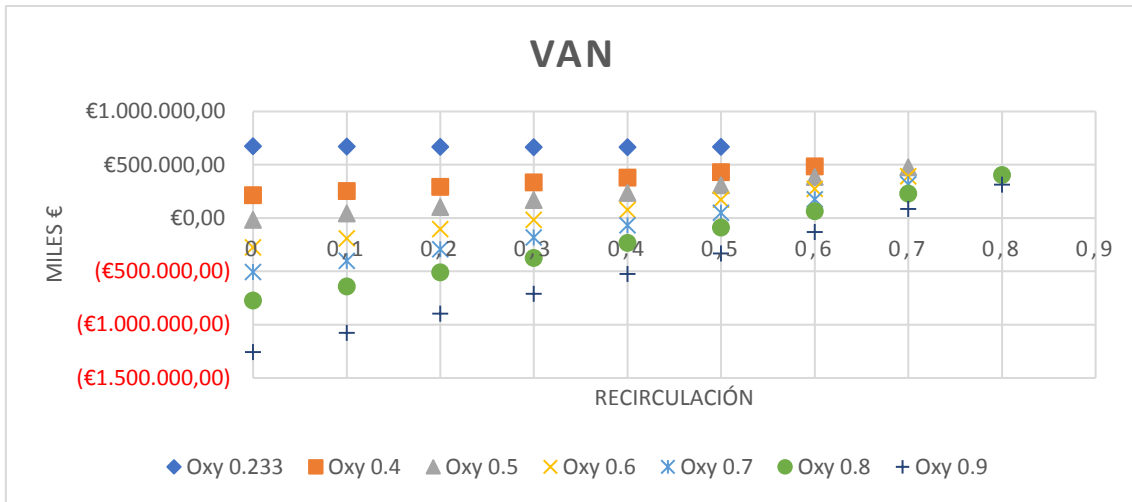


Figura 41. Valor actual neto según recirculación y oxicomcombustión en una planta con absorción.

En la figura anterior se demuestra lo comentado anteriormente. Lo mismo ocurre tanto con tasa interna de retorno como con el “payback”.

Lo que ocurre es que la recirculación consigue tanto aumentar el rendimiento de la planta de ciclo combinado como disminuir la potencia de la planta de absorción. Sin embargo, también disminuye la potencia de la planta y por ello los ingresos se reducen. Esto hace que los parámetros económicos apenas varíen tampoco con la recirculación. Se obtiene así una conclusión, la cuál es que el hecho de instalar recirculación y oxicomcombustión no aporta ningún beneficio al ciclo. Se puede decir que el único beneficio una alta recirculación consigue disminuir las emisiones en 10 tonCO₂/h. Económicamente, no aporta ningún beneficio, por lo que solo se debería instalar la planta de absorción.

Seguidamente se muestran distintos parámetros económicos para distintas sanciones de una planta con y sin unidad de absorción variando la recirculación:

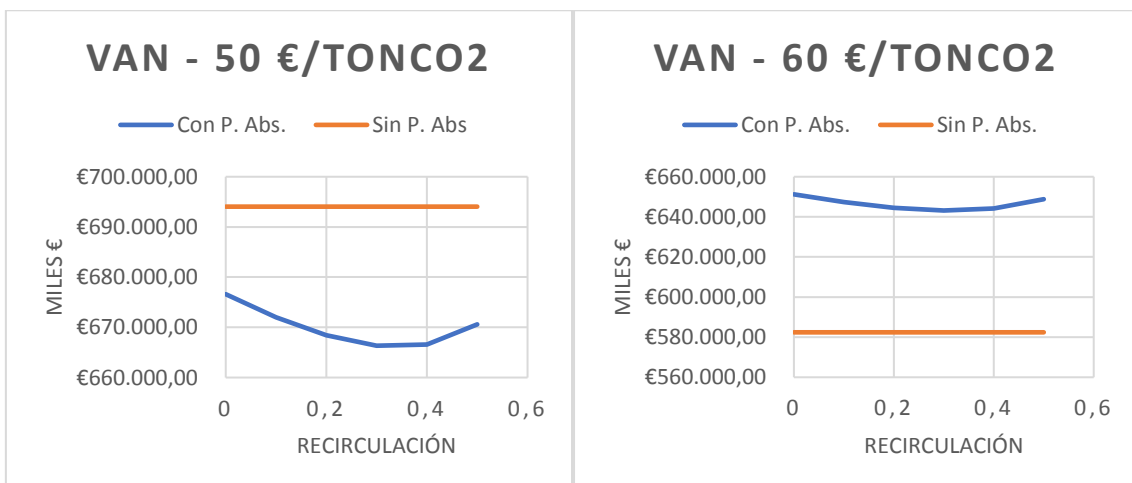


Figura 42. Valor actual neto para 50 y 60 €/tonCO₂ para plantas con y sin unidad de absorción.

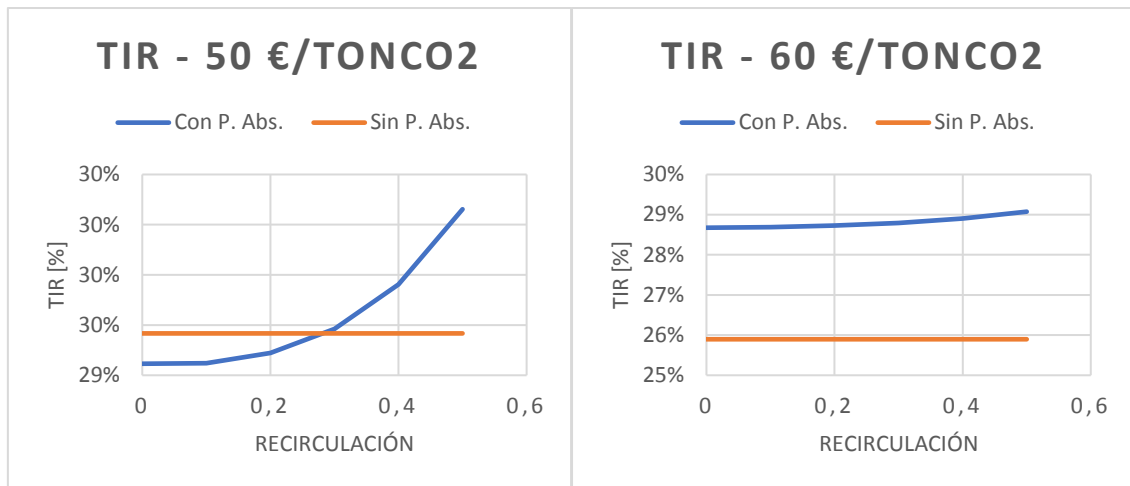


Figura 43. Tasa interna de retorno para 50 y 60 €/tonCO₂ para plantas con y sin unidad de absorción.

El “payback” no se muestra porque es el mismo en todos los casos expuestos anteriormente (4 años). Lo que muestran estas gráficas es que hasta que la sanción de las emisiones no sea de 60 €/tonCO₂ instalar una planta de absorción de CO₂ no compensa económicamente. En cuanto a la recirculación, como hemos dicho antes, no afecta en gran medida a los parámetros económicos.

Conclusiones

Análisis termodinámico del ciclo combinado con oxidación y recirculación.

Los mayores rendimientos se dan con mayores recirculaciones siendo cada vez menores a medida que aumentamos el grado de oxidación, por lo que nos interesa trabajar en el mayor grado de recirculación que nos permita el oxígeno disponible. Además, la potencia encuentra los máximos valores con altas recirculaciones; la fracción molar de CO₂ a la salida del ciclo combinado solo varía, en concreto aumenta, con el grado de recirculación por lo que debemos seguir tratando de mantener altas recirculaciones. Otro motivo por el que deberíamos mantener las altas recirculaciones es que se reducen las emisiones de CO₂.

En conclusión, podríamos decir que el rendimiento no caería más de 10 puntos porcentuales si trabajamos con altas recirculaciones y no excesivos grados de oxidación para poder obtener altas concentraciones de CO₂ y así mejorar posteriormente el consumo de la planta de absorción. Además, las emisiones de CO₂ (t/h) se mantienen prácticamente constante con la recirculación por lo que no aumentamos las emisiones al aumentar la recirculación, únicamente aumenta la concentración de CO₂ en la corriente de gases de escape.

Análisis termodinámico del ciclo combinado con oxidación, recirculación y planta de absorción de CO_2

Los rendimientos siguen siendo mayores en las altas recirculaciones debido a que, además de los efectos comentados en el apartado anterior, la planta de absorción consume menos debido a que disminuye tanto el consumo específico como el caudal de CO_2 emitido por el ciclo combinado. Es por ello que las recirculaciones altas nos ayudan ya que, por un lado, exigen un caudal de aire menor a la ASU (luego su consumo disminuye) y, por otro, disminuye el consumo de la planta de absorción como se ha descrito anteriormente. El aumento del enriquecimiento solo ayuda a conseguir mayores recirculaciones. Por un lado, aumenta el consumo de la ASU debido a la mayor concentración de oxígeno en el aire y por otro el alcance de mayores recirculaciones disminuye el consumo de la planta de absorción y aumenta el rendimiento del ciclo combinado. Esto hace que se produzcan efectos contrapuestos que producen finalmente un decrecimiento en el rendimiento, aunque no tan acentuado como a bajas recirculaciones.

La disminución del rendimiento para recirculaciones elevadas no es tan acentuada luego podría llegar a considerarse esta opción si no fuese porque las toneladas de CO_2 emitidas por el total de la planta apenas disminuyen con la recirculación. Es por ello que el hecho de aumentar la recirculación se debe concluir de análisis económicos o medioambientales.

Análisis económico del ciclo combinado con oxidación, recirculación y planta de absorción de CO_2

Finalmente, lo que se extrae del análisis económico es que no ofrece ninguna ventaja operar con recirculación y mucho menos con oxidación. Las altas recirculaciones garantizan un alto rendimiento, pero la necesidad de la unidad de separación de aire supone una reducción en las perspectivas económicas, que no pueden competir con una planta sin oxidación. Medioambientalmente, el hecho de aumentar la recirculación con una planta de absorción permite disminuir las emisiones de CO_2 hasta un 25% aunque económicamente no ofrezca ninguna ventaja. Solo sería viable instalar una planta de absorción de CO_2 en el caso de que las sanciones económicas de las emisiones superasen los 60 €/ton CO_2 . Esto concuerda con la situación actual de la industria ya que esta tecnología no está implantada hoy en día. Por ello, se deduce que los resultados obtenidos tienen una coherencia más allá de la base científica del estudio y las referencias.

No obstante, posibles reducciones en el consumo de la unidad de separación de aire ayudarían enormemente a la eficiencia de la planta. En el caso de una mejora, si pudiera producirse un escenario en el que el aumento de las ratios de recirculación, requiriendo de la unidad de separación de aire, compensase y mejorase la eficiencia con respecto a la planta de ciclo combinado base.

Mejora de la metodología

Aunque los resultados han sido tratados de ser obtenidos con la mayor precisión, el alcance de este proyecto es proyectar luz sobre la posibilidad si pudiera existir una vía utilizando la técnica de combinar absorción con aminas y EGR más oxicomcombustión. Sin embargo, se deben remarcar ciertos matices que no obtienen la rigurosidad que se necesita para un alcance mayor.

Primeramente, la unidad de absorción de CO_2 no ha sido simulada. Se han obtenido datos de otras plantas mencionadas en la bibliografía y se han extrapolado a la planta de este proyecto. Es por ello que la precisión de los resultados no es mejor posible. La planta de separación de aire tampoco ha sido simulada, se han obtenido los resultados a través de una curva que relaciona la concentración de oxígeno en el aire enriquecido con el consumo específico de la unidad.

En cuanto a los costes económicos, se han realizado como es usual en los proyectos de ingeniería, aunque ya se conoce que el método de aproximación con factor de escala no es un método exacto. Para conocer el coste exacto de operación, mantenimiento y operación se debería tener una cantidad de datos mayor de la que se ha utilizado en este estudio. También mencionar el caso del estudio económico, se ha considerado que la totalidad del proyecto se financia con recursos propios, cuando normalmente se suele utilizar financiación bancaria.

Sin embargo, las tendencias que siguen todos los indicadores y parámetros al variar el grado de recirculación y la oxicomcombustión son coherentes y bastante precisas.

Anexo

Potencias		
Turbina de gas (neto)	300,5	MW
Turbina de vapor	125	MW
Rendimientos		
Rendimiento ciclo combinado	61,8	%
Rendimiento caldera de recuperación	87,1	%
Rendimiento térmico del ciclo de vapor	35,4	%
Temperaturas		
TIT	1427	° C
TET	594,3	° C
T_{02}	483,9	° C
$T_{chimenea}$	98,6	° C
T_{vvHP}	560	° C
T_{vvIP}	263,5	° C
T_{vvLP}	167,8	° C
T_{vvRH}	492,5	° C
Caudales		
m_{gases}	657,5	kg/s
m_{aire}	638	kg/s
$m_{gas\ natural}$	19,5	kg/s
W_{LP}	11,0	kg/s
W_{IP}	20,6	kg/s
W_{HP}	72,3	kg/s
Composición		
$x_{CO_2,m}$	7,6	%
$x_{H_2O,m}$	5,8	%
$x_{O_2,m}$	12,0	%
$x_{N_2,m}$	74,7	%
x_{CO_2}	4,9	%
x_{H_2O}	9,1	%
x_{O_2}	10,6	%
x_{N_2}	75,5	%

Tabla 11. Resultados ciclo combinado de referencia.

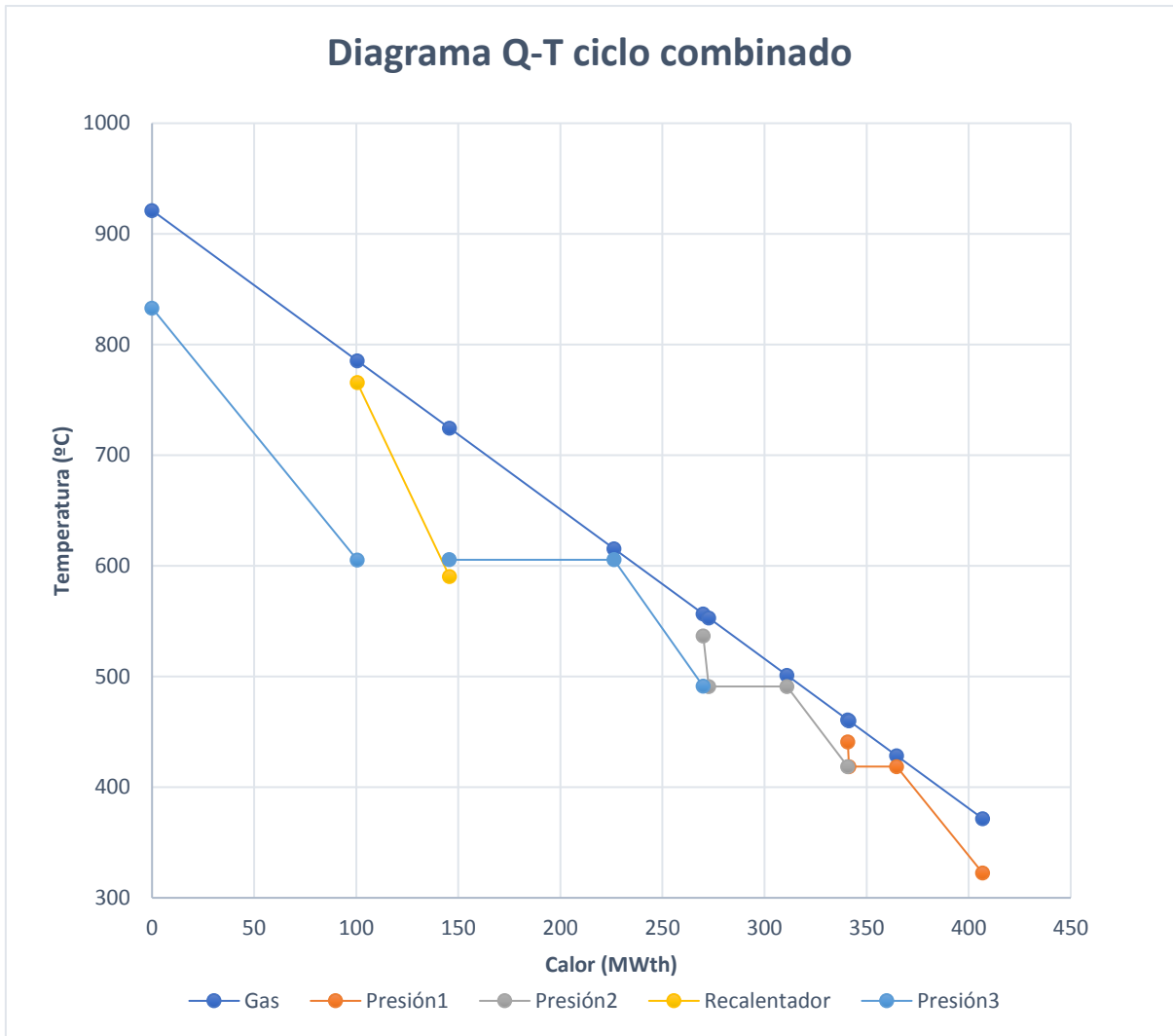


Figura 44. Diagrama Q-T ciclo combinado.

Recirculación	Porcentaje de oxígeno	Consumo ASU [MW]	Rendimiento total	Potencia a red [MW]
0	0,233	0,0	61,9%	425,3
0,1	0,233	0,0	62,0%	420,4
0,2	0,233	0,0	62,0%	415,9
0,3	0,233	0,0	61,9%	412,2
0,4	0,233	0,0	61,8%	409,8
0,5	0,233	0,0	61,4%	409,5
0	0,4	97,4	46,4%	322,1
0,1	0,4	87,2	47,7%	327,1
0,2	0,4	77,1	49,0%	332,6
0,3	0,4	66,9	50,2%	339,0
0,4	0,4	56,7	51,5%	346,7
0,5	0,4	46,5	52,6%	356,7
0,6	0,4	36,2	53,5%	370,5
0	0,5	145,8	38,7%	270,2

0,1	0,5	130,6	40,6%	280,1
0,2	0,5	115,4	42,4%	290,6
0,3	0,5	100,2	44,4%	302,0
0,4	0,5	85,0	46,3%	314,7
0,5	0,5	69,7	48,2%	329,8
0,6	0,5	54,3	49,9%	348,8
0,7	0,5	38,8	51,0%	375,1
0	0,6	200,0	30,3%	212,5
0,1	0,6	179,2	32,8%	227,9
0,2	0,6	158,3	35,4%	244,0
0,3	0,6	137,5	38,0%	261,0
0,4	0,6	116,6	40,7%	279,4
0,5	0,6	95,6	43,4%	300,2
0,6	0,6	74,5	46,0%	324,9
0,7	0,6	53,2	48,1%	357,1
0	0,7	248,1	22,8%	160,9
0,1	0,7	222,2	25,9%	181,2
0,2	0,7	196,4	29,1%	202,2
0,3	0,7	170,6	32,4%	224,2
0,4	0,7	144,6	35,7%	247,7
0,5	0,7	118,6	39,2%	273,5
0,6	0,7	92,5	42,5%	303,5
0,7	0,7	66,0	45,4%	340,9
0	0,8	304,4	14,2%	101,1
0,1	0,8	272,7	18,0%	127,2
0,2	0,8	241,0	22,0%	154,0
0,3	0,8	209,3	26,0%	181,9
0,4	0,8	177,5	30,2%	211,2
0,5	0,8	145,6	34,4%	243,0
0,6	0,8	113,5	38,6%	279,0
0,7	0,8	81,1	42,5%	322,4
0,8	0,8	48,1	44,7%	375,8
0	0,9	409,3	-1,0%	-7,3
0,1	0,9	366,7	4,2%	29,6
0,2	0,9	324,1	9,5%	67,3
0,3	0,9	281,5	15,0%	106,1
0,4	0,9	238,7	20,7%	146,4
0,5	0,9	195,9	26,5%	189,3
0,6	0,9	152,7	32,4%	236,4
0,7	0,9	109,1	38,0%	291,1
0,8	0,9	64,7	41,9%	356,0
0	1	674,7	-38,4%	-276,2
0,1	1	604,5	-29,6%	-211,8
0,2	1	534,3	-20,6%	-146,5

0,3	1	464,0	-11,2%	-80,0
0,4	1	393,6	-1,7%	-11,9
0,5	1	322,9	8,2%	58,8
0,6	1	251,8	18,1%	134,0
0,7	1	180,0	28,0%	217,1
0,8	1	106,8	36,3%	310,8

Tabla 12. Resultados del ciclo combinado y ASU para distintas recirculaciones y grados de oxicomustión.

Bibliografía

- Adams, T., Hoseinzade, L., Bhaswanth Madabshushi, P., & Okeke, I. (2017). *Comparison of CO2 Capture Approaches for Fossil-Based Power Generation: Review and Meta-Study*.
- Ahn, H. (2013). *Process configuration studies of the amine capture process for coal-fired power plants*.
- Ahn, H., Luberti, M., Liu, Z., & Brandani, S. (2013). *Process configuration studies of the amine capture process for coal-fired power plants*. Elsevier.
- Ali, U. (2016). *Techno-economic process design of a commercial-scale amine-based CO2 capture system for natural gas combined cycle power plant with exhaust gas recirculation*.
- Aneke, M. (2015). *Potential for improving the energy efficiency of cryogenic air separation unit (ASU) using binary heat recovery cycles*.
- Belaissaoui, B. (2014). *Energy efficiency of oxygen enriched air production technologies: Cryogeny vs membranes*. Elsevier.
- Chacartegui, R. (2010). *Real time simulation of medium size gas turbines*.
- DOE. (2013). *Current and Future Technologies for Natural Gas Combined Cycle (NGCC) Power Plants*.
- Eurostat. (2018). Retrieved from <https://ec.europa.eu/eurostat>
- Gas Turbine World. (2018).
- GRASYS. (n.d.). Retrieved from <http://www.grasys.com/es/>
- Han, K. (2013). *Operating cost for CO2 capture process using aqueous ammonia*.
- INE. (2017). *Cuentas de emisiones a la atmósfera*.
- INE. (2017). *IPC*.
- International Energy Agency. (2007). *CO2 Capture Ready Plants*.
- Li, H. (2011). *Technologies for increasing CO2 concentration in exhaust gas from natural gas-fired power production with post-combustion, amine-based CO2 capture*.
- Li, K. (2016). *Systematic study of aqueous monoethanolamine (MEA)-based CO2 capture process: Techno-economic assessment of the MEA process and its improvements*.
- Lozza, G. (2009). *CO2 Capture from Natural Gas Combined Cycles*.
- Montávez, E. (2018). *Análisis técnico-económico de la tecnología de captura de CO2 de oxidación parcial aplicada a centrales térmicas de carbón pulverizado*. Universidad de Sevilla.
- Nadir, M. (2015). *Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures*.
- Novotny, V. (2017). *Minimizing the Energy and Economic Penalty of CCS Power Plants Through Waste Heat Recovery Systems*.

- Porkashanian, M. (2017). *Process Analysis Of Selective Exhaust Gas Recirculation For CO2 Capture In Natural Gas Combined Cycle Power Plants Using Amines*.
- Red Eléctrica Española. (2017). Retrieved from <http://www.ree.es/es/>
- Sánchez, D. (n.d.). *Performance analysis of a heavy duty combined cycle power plant burning various syngas fuels*.
- Sipöcz, N. (2012). *Natural gas combined cycle power plants with CO2 capture – Opportunities to reduce cost*.
- Skorek-Osikowska, A. (2015). *A comparative thermodynamic, economic and risk analysis concerning implementation of oxy-combustion power plants integrated with cryogenic and hybrid air separation units*.
- Thomas, D. (2016). *Study of the post-combustion CO2 capture applied to conventional and partial oxy-fuel cement plants*.
- Tong, L. (2015). *Exergy and energy analysis of a load regulation method of CVO of air separation unit*.
- Weiland, N. T. (2017). *Techno-economic analysis of an integrated gasification direct-fired supercritical CO2 power cycle*.