



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Jaén

Trabajo Fin de Grado

EVALUACIÓN DE CICLOS TERMODINÁMICOS DE BAJA POTENCIA CON REFRIGERANTES ORGÁNICOS

Alumno: Sergio Soria Zafra

Tutor: Prof. D. Fernando Antonio Cruz Peragón
Dpto: Máquinas y motores térmicos

Junio, 2015



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Informática

Don FERNANDO ANTONIO CRUZ PERAGÓN , tutor del Trabajo Fin de Grado titulado: EVALUACIÓN TEÓRICA DE CICLOS TERMODINÁMICOS DE BAJA POTENCIA CON REFRIGERANTES ORGÁNICOS, que presenta SERGIO SORIA ZAFRA, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, JUNIO de 2015

El alumno:

Los tutores:

SERGIO SORIA ZAFRA

FERNANDO ANTONIO CRUZ PERAGÓN

Índice

1. INTRODUCCIÓN	4
1.1. Objetivos	4
1.2. Ciclo ORC	4
1.2.1. Evolución histórica de la energía eléctrica.....	5
1.2.2. Evolución de los refrigerantes.....	6
1.2.3. Comportamiento de los refrigerantes.....	7
2. METODOLOGÍA	8
2.1. Configuraciones del ciclo	8
2.2. Definición de refrigerantes	10
2.3. Definición de parámetros.....	21
2.3.1. Interpretación de los datos de salida	21
3. RESULTADOS.....	24
3.1. Refrigerante R404A	26
3.1.1. 1ª configuración	27
3.1.2. 2ª configuración	31
3.2. Refrigerante R407C	36
3.2.1. 1ª configuración	36
3.2.2. 2ª configuración	40
3.3. Refrigerante R410A	45
3.3.1. 1ª configuración	45
3.3.2. 2ª configuración	49
3.4. Refrigerante R507A	54
3.4.1. 1ª configuración	54
3.4.2. 2ª configuración	58
3.5. Refrigerante R600a	63
3.5.1. 1ª configuración	63
3.5.2. 2ª configuración	67
3.6. Refrigerante R718	72
3.6.1. 1ª configuración	72
3.6.2. 2ª configuración	76
3.7. Refrigerante n-pentano	81
3.7.1. 1ª configuración	81
3.7.2. 2ª configuración	85
3.8. Refrigerante RC318	90
3.8.1. 1ª configuración	90
3.8.2. 2ª configuración	94
3.9. Discusión de resultados	98
4. CONCLUSIÓN	101
Bibliografía	103

1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto se va a analizar la viabilidad de la utilización de ciclos Rankine de baja potencia para la generación de energía eléctrica.

La demanda de energía eléctrica con el paso de los años ha ido en aumento, esto ha conllevado a investigar alternativas a las energías no renovables.

A esta variante del ciclo Rankine se les llama ciclos ORC (*Organic Rankine Cycle*), es decir, ciclo orgánico de Rankine, debido a que en lugar de utilizar agua, tal y como ocurre en las centrales térmicas, se utilizan refrigerantes.

1.1. Objetivos

El objetivo de este proyecto es obtener una transformación de energía calorífica de la biomasa en energía eléctrica de manera efectiva con esta idea innovadora.

La fusión del ciclo Rankine con refrigerantes orgánicos nos ha promovido a realizar este estudio tan interesante e innovador. Nos hemos dejado llevar por buscar alternativas a los combustibles fósiles.

Tenemos como objetivo del estudio, observar cuál es el comportamiento del ciclo con estos refrigerantes orgánicos para su posterior fabricación.

1.2. Ciclo ORC

El ciclo Rankine se ha estado utilizando para generar energía desde hace mucho tiempo, ya que es un ciclo de potencia con alto rendimiento del que se puede obtener energía de una forma sencilla. El ciclo Rankine funciona de la siguiente manera:

El funcionamiento del ciclo Rankine se basa en la condensación y evaporación de un líquido de trabajo, que normalmente es agua. El combustible utilizado se introduce para evaporar el líquido en un caldera de alta presión, posteriormente este vapor se introduce en una turbina, donde es el lugar donde se obtiene el trabajo del ciclo para mover el receptor para el que queremos que se utilice, en este caso sería

un alternador para generar energía eléctrica. Una vez esté el líquido a presión ambiental, el vapor se introduce en un condensador para pasar el gas que se obtiene al final del condensador en líquido a la salida, en este punto ya podemos introducir el líquido en un compresor que suba la presión a la de entrada a la caldera, en este punto se cierra el ciclo.

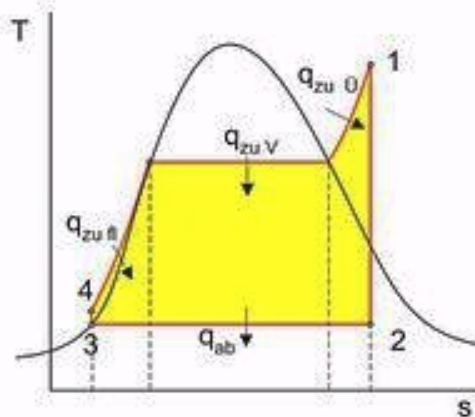


Figure 1.1

Aquí se muestra el diagrama T-s del ciclo Rankine descrito anteriormente. Siempre se suele utilizar el agua porque es el líquido idóneo para generar trabajo debido a que puede subir a presiones altas sin alcanzar el punto crítico, también es el inconveniente de utilizarlo para nuestro estudio debido a que las fuentes de energía para las que se va a realizar el estudio no tienen tanta capacidad calorífica como para evaporar el agua a altas presiones, de ahí que se tenga que utilizar refrigerantes debido a la interesante forma de la campana de Andrews.

1.2.1. Evolución histórica de la energía eléctrica

La demanda de energía eléctrica con el paso de los años ha ido en aumento, esto ha conllevado a investigar alternativas a las energías no renovables dado a que este tipo de energía, a la vez de ser la causante de la contaminación, al ser no renovables llegará el momento en que estas energías desaparezcan, pero la ventaja es que son las energías con mayor energía calorífica.

Durante el paso de los años se han investigado alternativas a los combustibles fósiles (no renovables), llamadas energías renovables como son la energía solar, hidráulica, eólica, biomasa..., pero con una menor energía calorífica. Por esta razón, en la actualidad, se están buscando alternativas a la generación de energía eléctrica.

Debido a esta demanda que tenemos en la actualidad, he decidido realizar un estudio con dos configuraciones del ciclo Rankine para la generación de energía eléctrica a partir de energías renovables, en este caso se utilizaría la energía calorífica obtenida de la biomasa, y valorar los resultados obtenidos.

1.2.2. Evolución de los refrigerantes

Existe una gran cantidad de refrigerantes actualmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Cada refrigerante tiene propiedades que difieren de otros, tales como: puntos de ebullición, calor específico, calor latente, densidad y otros factores que afectan la habilidad del refrigerante para transferir el calor.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente. Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió eliminar del mercado algunos de esos refrigerantes antes del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera. En su lugar, se van a utilizar otros refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias. Los grandes fabricantes de refrigerantes, siguen trabajando en el desarrollo de nuevos productos.

Cuando comenzó la práctica de los primeros refrigerantes, los fabricantes de refrigerantes trabajaban en la búsqueda de productos nuevos para sustituir los que iban a desaparecer. Rápidamente desarrollaron compuestos para substituir al R-11 y al R-12, que tuviesen propiedades termodinámicas muy similares, pero que no afectarían a la capa de ozono. Estos refrigerantes son el R-123 y el R-134a, que en la actualidad ya se están produciendo comercialmente, y algunos fabricantes de equipo original ya los están incluyendo en sus unidades. Dichos productos pueden utilizarse también en equipos usados que actualmente funcionan con R-11 o R-12,

haciendo algunas modificaciones al compresor, tales como utilizar aceite sintético en lugar de aceite mineral y cambiar algunos sellos o empaques, por otros de diferente material.

Se desarrollaron también refrigerantes como el R-124 y el R-125, para sustituir al R-114 y algunas aplicaciones del R-502, respectivamente. Otras alternativas aceptables para reemplazar al R-12 y al R-502, son las mezclas ternarias. Las mezclas ternarias, son mezclas azeotrópicas de tres refrigerantes diferentes de entre los siguientes: 22, 124, 125, 134a, 152a y propano. Estas mezclas tienen características muy similares a los clorofluorocarbonos, pero con un impacto ambiental muy reducido y que requieren un mínimo de cambios en los equipos, comparados con otros refrigerantes alternos. La historia se repite de manera similar, como a principios de la década de los años treinta, cuando se introdujo comercialmente el R-12. La introducción de los nuevos refrigerantes va a requerir de información y capacitación tanto de técnicos, contratistas y fabricantes de equipo original. Su costo actualmente es entre 2.5 y 4 veces más, pero a diferencia de la primera vez, en esta ocasión son la única alternativa, y además, existe la conciencia ecológica, lo que hace que tengan que aceptarse estos nuevos productos. Para poder utilizarlos en sistemas que actualmente están trabajando, va a ser necesario rehabilitar el compresor del sistema en lo que se refiere a cambiar algunos materiales como sellos o empaques.

1.2.3. Comportamiento de los refrigerantes

La forma de la campana de Andrews de los refrigerantes es ideal para la realización de este estudio. A continuación, se introduce una figura donde se observa la forma de esta curva para uno de los refrigerantes para los que se ha realizado el estudio:

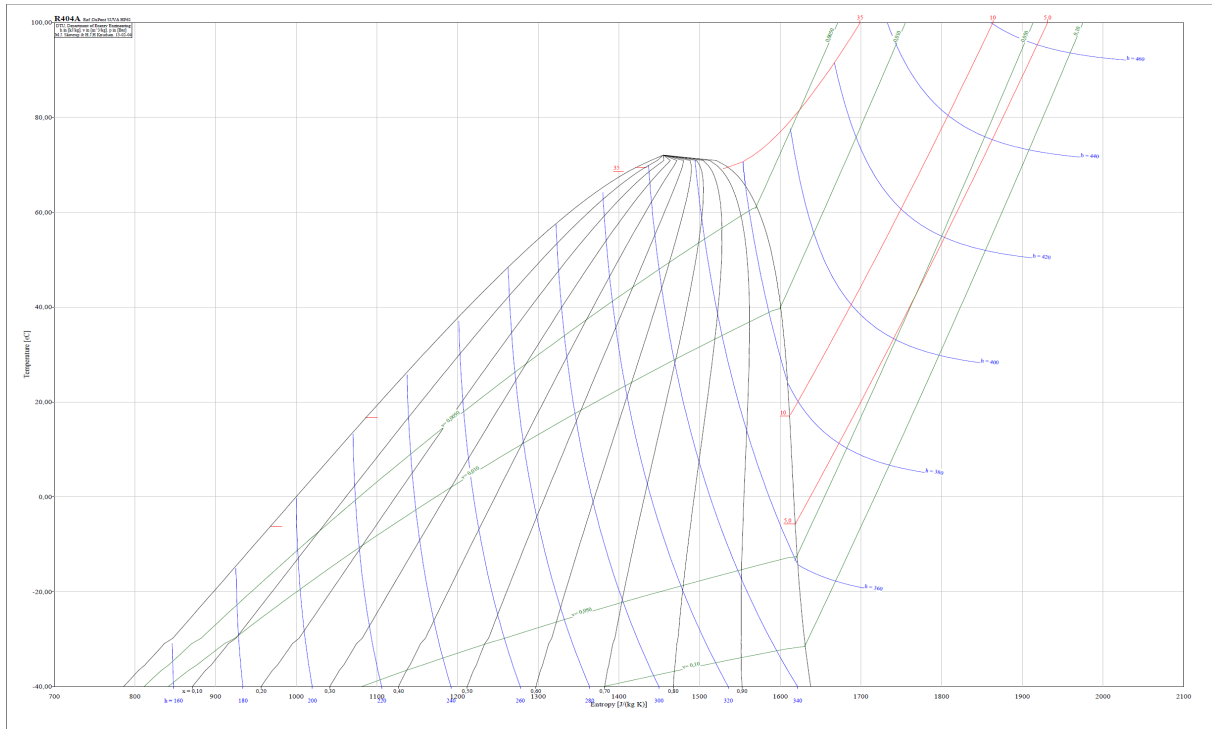


Figure 1.1. Diagrama T-s del refrigerante R404A

Esta figura muestra el diagrama T-s del refrigerante R404A, uno de los refrigerantes ensayados, y se observa que la curva de vapor saturado tiene una pendiente muy alta cercana a la vertical, donde se observa que nos beneficia a la hora de introducir el vapor del líquido refrigerante en la turbina, debido a que se asegura que a la salida de la turbina se seguirá teniendo vapor con un recalentamiento bajo de la caldera, es decir, con una baja introducción de energía calorífica en la caldera se puede obtener electricidad.

Además de esta propiedad, las líneas de vapor saturado y líquido subenfriado están bastante juntas, lo que significa que habrá que introducir una cantidad de calor baja para pasar el refrigerante de líquido a vapor.

2. METODOLOGÍA

2.1. Configuraciones del ciclo

Se ha realizado el análisis de los refrigerantes para dos configuraciones diferentes del ciclo Rankine, donde en apartados posteriores se observará la diferencia de aprovechamiento del calor de la caldera entre una configuración y otra.

Vamos a proceder a definir las diferentes configuraciones que se han utilizado para realizar el ensayo del ciclo Rankine orgánico.

Como se ha definido antes el ciclo Rankine consta de una bomba para comprimir el fluido, a continuación el fluido entra en una caldera que transforma el líquido en gas, el cuál se introduce en una turbina, que es donde obtenemos nuestro trabajo, una vez aprovechado este trabajo, el gas se introduce en un condensador que realiza una transformación a presión constante donde el refrigerante vuelve a estado líquido en las condiciones de entrada a la bomba.

La primera configuración consta solamente de estos cuatro elementos fundamentales. Aquí se muestra un esquema de cómo sería la configuración.

1ª configuración:

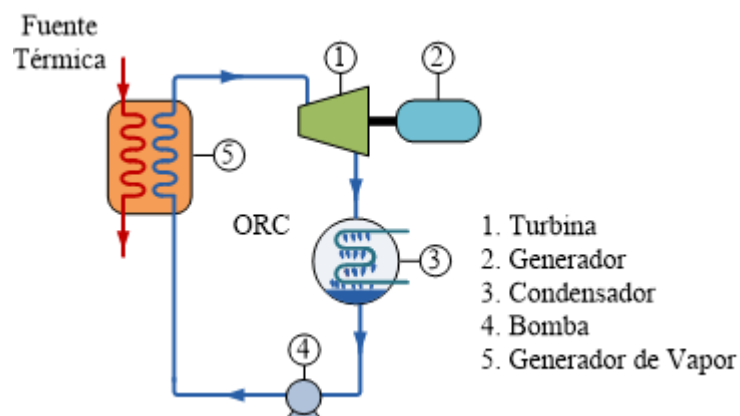


Figure 2.1. Esquema de la primera configuración.

Esta es la configuración básica del ciclo Rankine, es decir, el que solo tiene los cuatro elementos básicos para poder realizar el ciclo.

A continuación, se a proceder a definir la segunda configuración que se ha utilizado para realizar el experimento del proyecto. Esta configuración tiene la base de la primera, pero se le añade un intercambiador de calor, que a continuación se explicará cual es su función.

A la salida de la turbina el gas tiene una temperatura más alta de la que tiene el fluido a la entrada a la caldera, esto lleva a pensar que esa temperatura mayor (energía calorífica), se puede aprovechar para subir la temperatura del fluido a la salida del compresor, lo que conlleva a que la caldera tenga que aportar menos energía calorífica, y por tanto, el rendimiento en esta configuración será mayor.

Por tanto, en intercambiador tendrá como entradas el líquido a la salida del compresor y el gas a la salida de la turbina, en el intercambiador se producirá el cambio de energía, y las salidas serán el fluido a la entrada de la caldera con una energía mayor a la de salida del compresor y otra salida será la entrada del condensador donde el gas habrá perdido energía calorífica que corresponderá con la entregada al fluido anteriormente mencionado.

Aquí se muestra un esquema de esta segunda configuración.

2ª configuración:

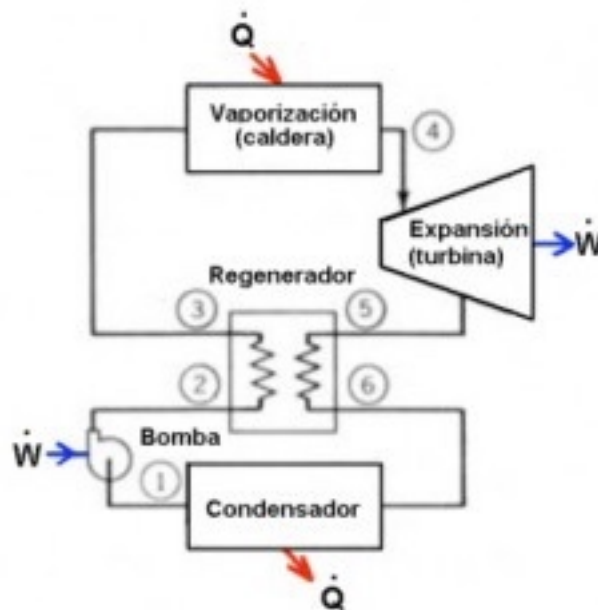


Figure 2.2. Esquema de la segunda configuración.

Estas son las configuraciones con las que se van a realizar los diferentes cálculos para obtener el estudio del ciclo ORC y para los diferentes refrigerantes elegidos que se definirán a continuación.

2.2. Definición de refrigerantes

En este apartado se definirán los diferentes refrigerantes que se han utilizado, dependiendo de las propiedades que son beneficiosas para el ciclo ORC y los que son legales en la actualidad. Todos los refrigerantes tienen en común que tienen un bajo punto de ebullición y que se solidifican a temperaturas muy por debajo de la ambiental.

A continuación se indicarán las características más significativas de cada uno de los refrigerantes. Las propiedades dadas han sido obtenidas a partir del programa EES (Engineering Equation Solver). Se ha utilizado este

programa debido a que además de poder programar cualquier tipo de ciclo, tiene definidas en su base de datos las propiedades de una gran variedad de sustancias, entre ellas las que se han elegido para el estudio. Estas características son las que hacen atractivo este programa.

Las características que se van a indicar de cada refrigerante serán la presión crítica, es decir, la presión donde se unen las líneas de vapor saturado y líquido subenfriado, mostraré también el diagrama T-s, y la presión a la que se encuentra el refrigerante a la temperatura ambiente (25 °C), debido a que la presión del refrigerante en el condensador, que es la más baja del ciclo, será a la presión que se encuentra en el ambiente. He elegido esta presión como la mínima por simplificación en el diseño del ciclo, debido a que una presión por debajo de esta habría que añadir unos complementos que consumirían trabajo y reducirían el rendimiento de nuestro ciclo.

Refrigerantes elegidos:

R404A

$P_{\text{critica}}=37,35 \text{ bar}$

$P_{\text{condensador}}=12,54 \text{ bar}$

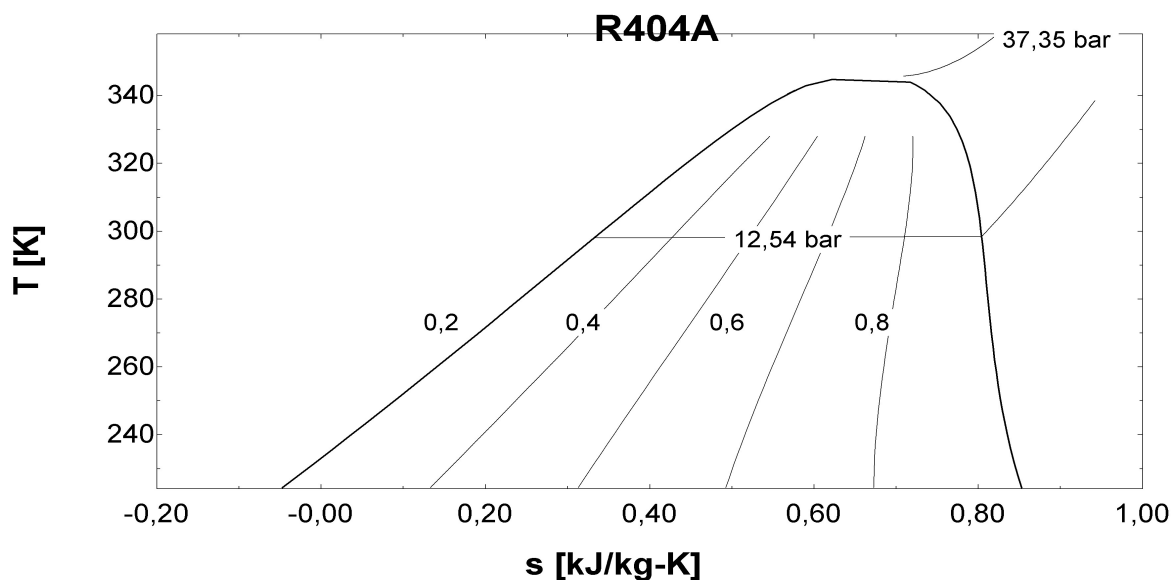


Figure 2.3. Diagrama T-s para el refrigerante R404A.

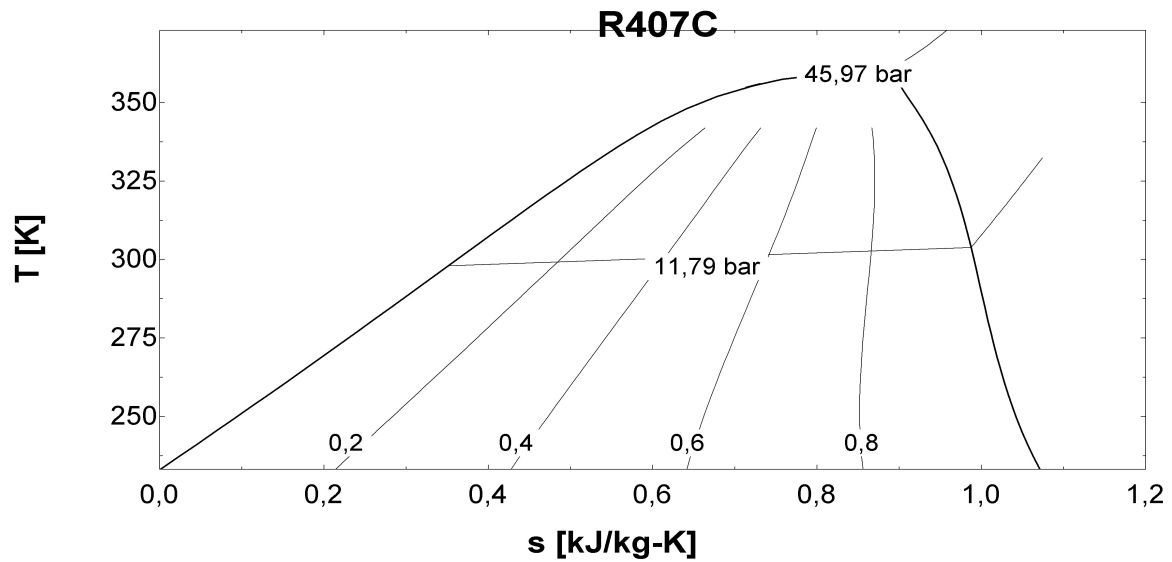
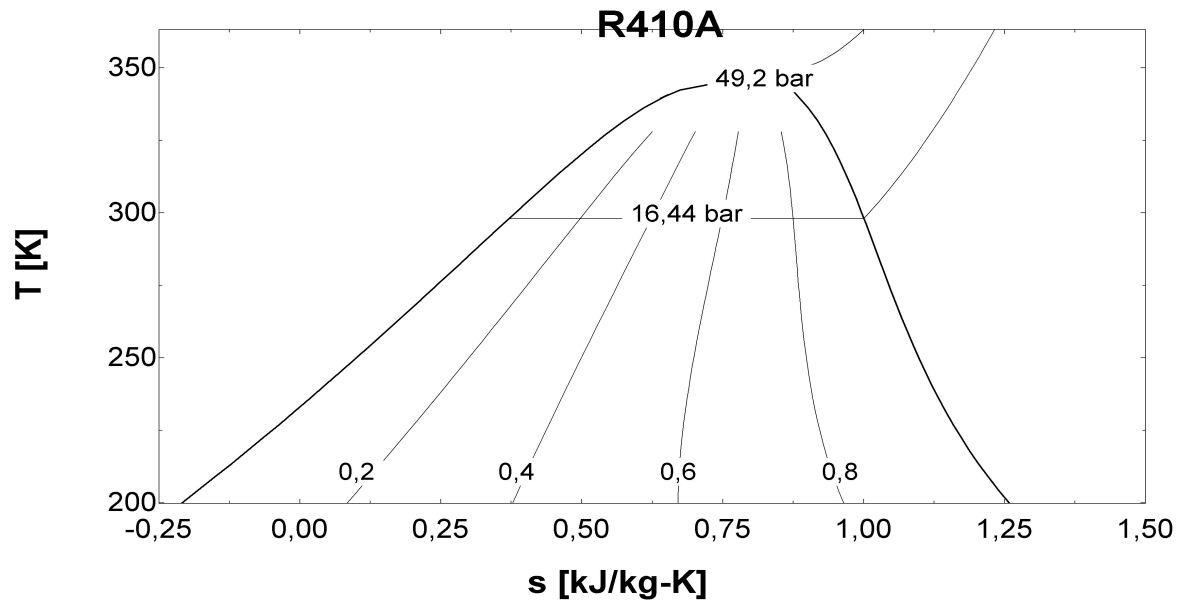
R407C $P_{\text{critica}}=45,97 \text{ bar}$ $P_{\text{condensador}}=11,79 \text{ bar}$ 

Figure 2.4. Diagrama T-s para el refrigerante R407C.

R410A $P_{\text{critica}}=49,25 \text{ bar}$ $P_{\text{condensador}}=16,44 \text{ bar}$ **Figure 2.5.** Diagrama T-s para el refrigerante R410A.

R507A

$P_{\text{critica}}=37,14 \text{ bar}$

$P_{\text{condensador}}=12,82 \text{ bar}$

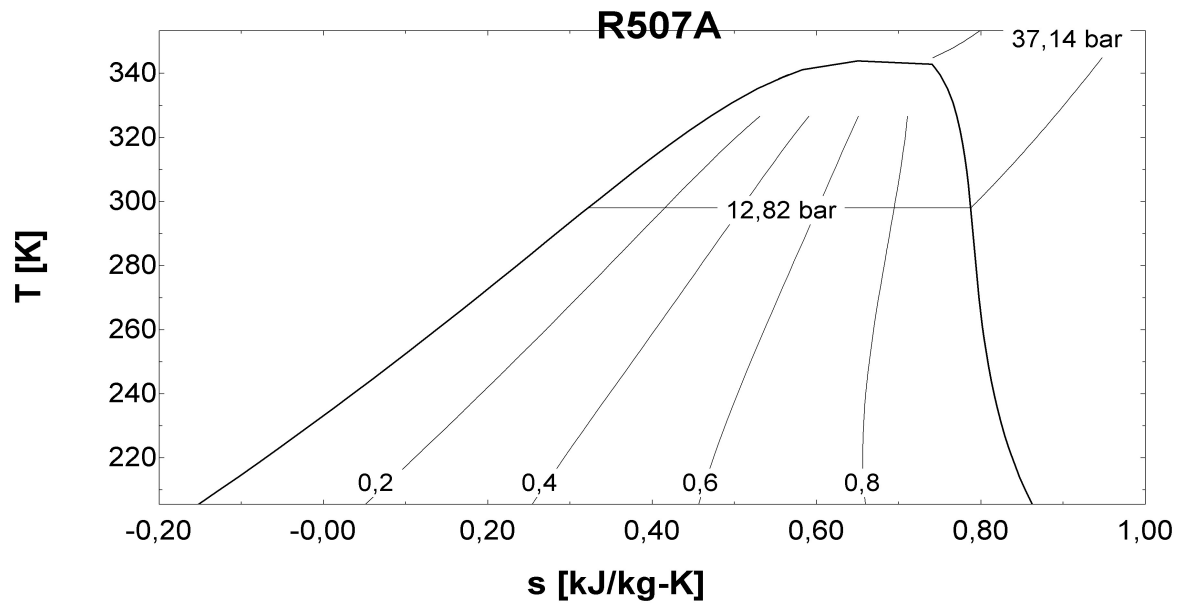
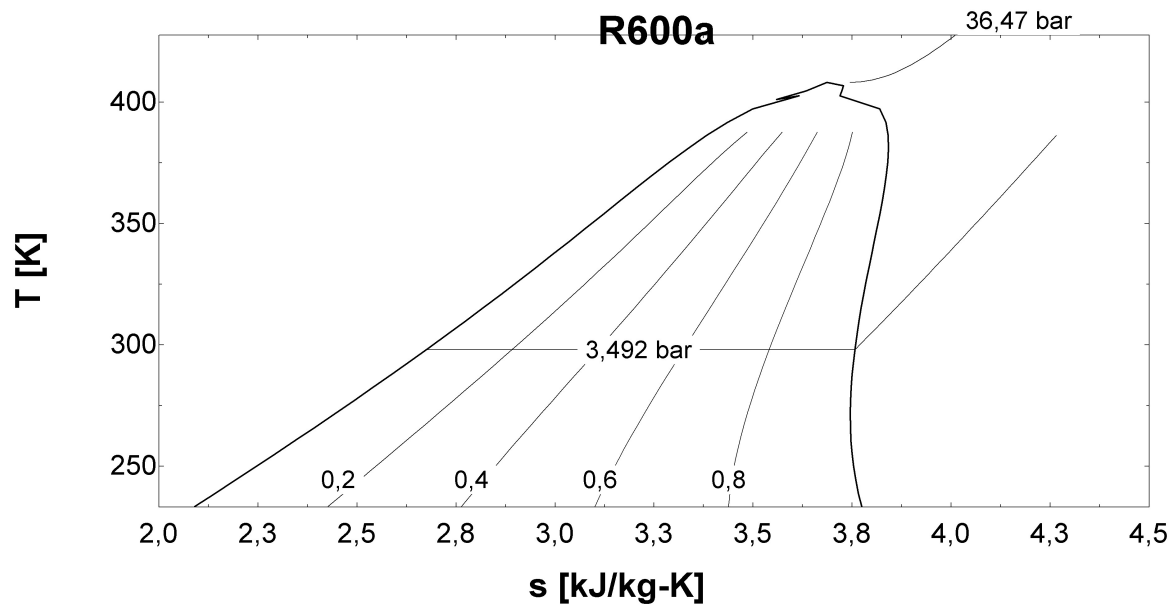


Figure 2.6. Diagrama T-s para el refrigerante R507A.

R600a $P_{\text{critica}}=36,47 \text{ bar}$ $P_{\text{condensador}}=3,492 \text{ bar}$ **Figure 2.7.** Diagrama T-s para el refrigerante R600a.

RC318

$P_{\text{critica}}=27,78 \text{ bar}$

$P_{\text{condensador}}=3,109 \text{ bar}$

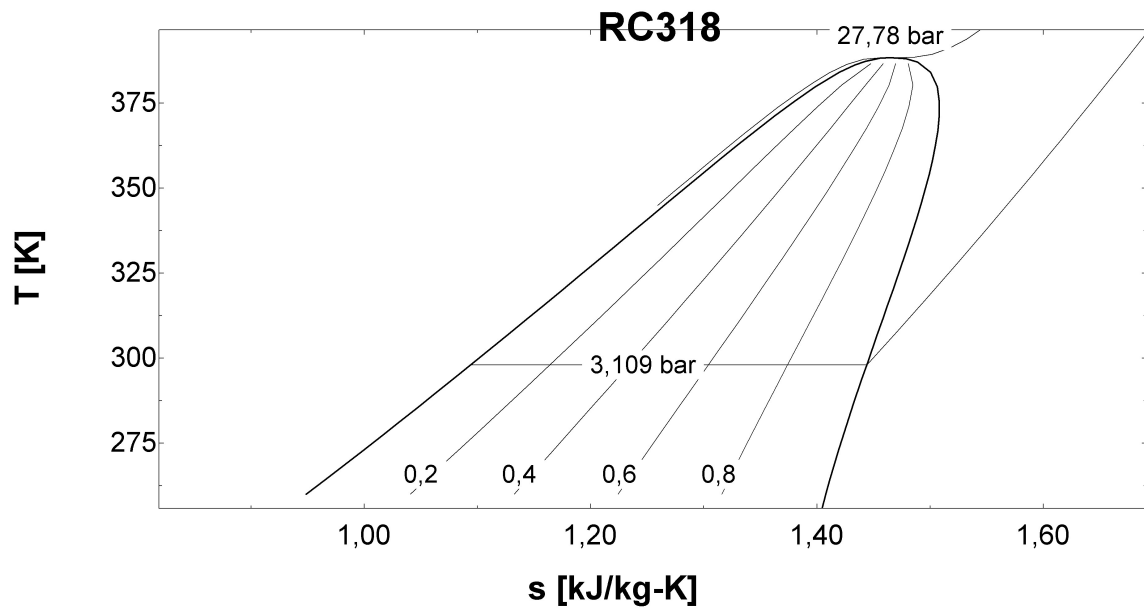


Figure 2.8. Diagrama T-s para el refrigerante RC318.

R718

$P_{\text{critica}}=220,6 \text{ bar}$

$P_{\text{condensador}}=0,03141 \text{ bar}$

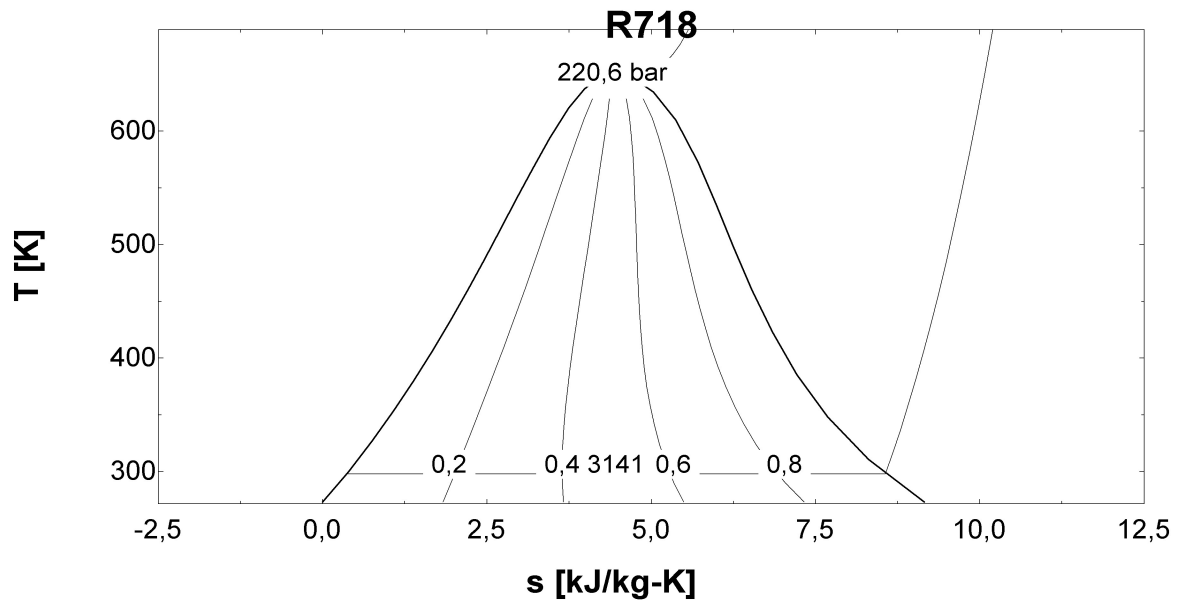
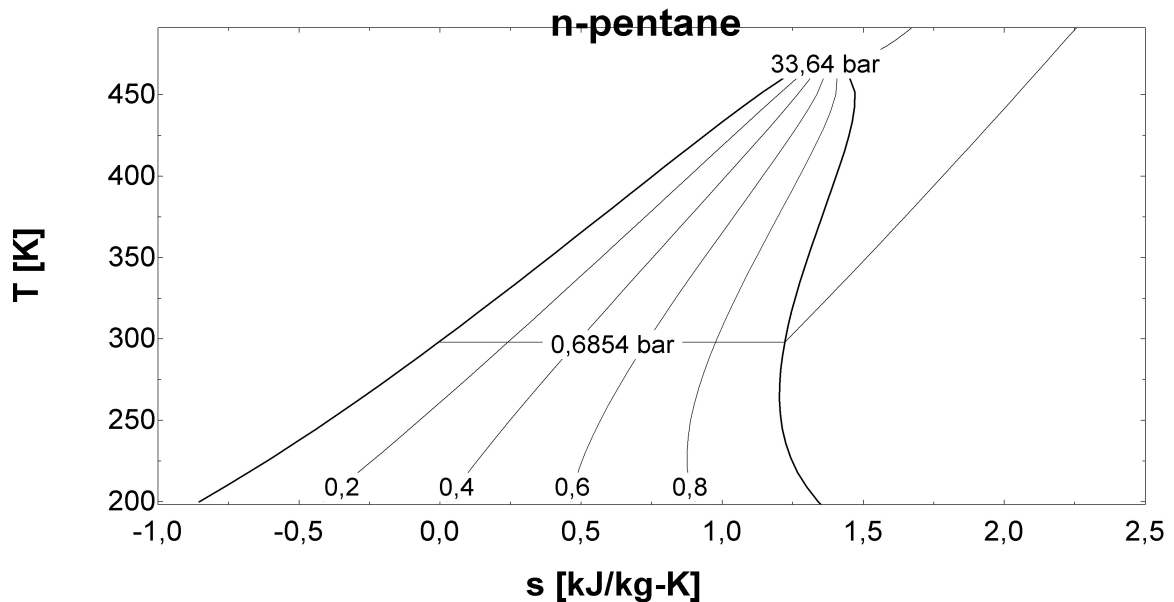


Figure 2.9. Diagrama T-s para el refrigerante R718.

n-pentano

P_crítica=33,64 bar

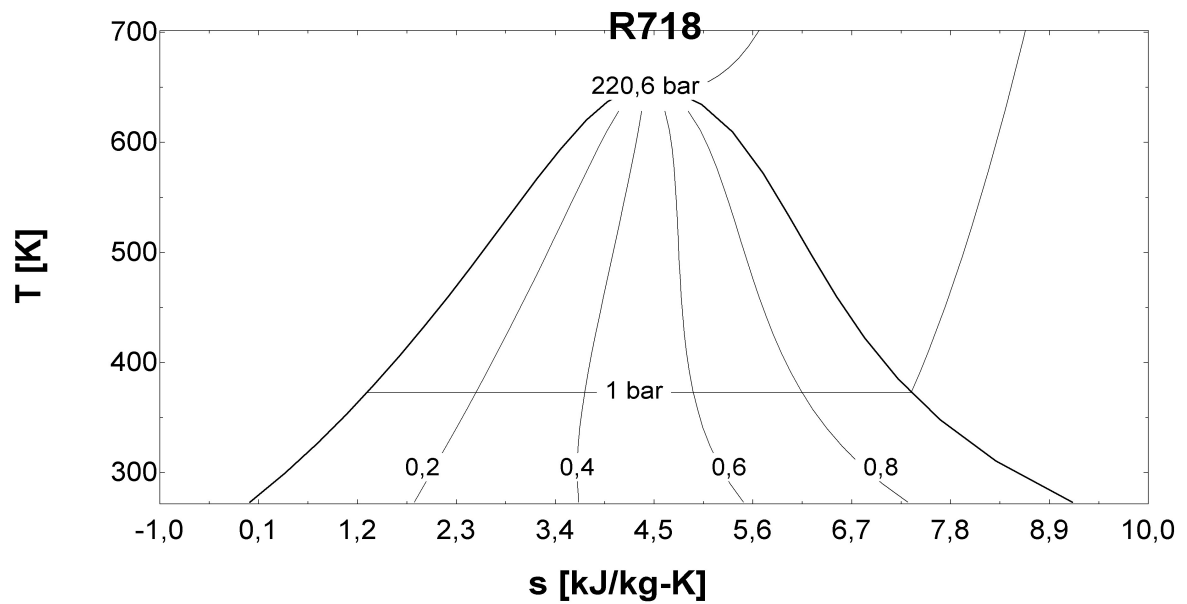
P_condensador=0,6854 bar

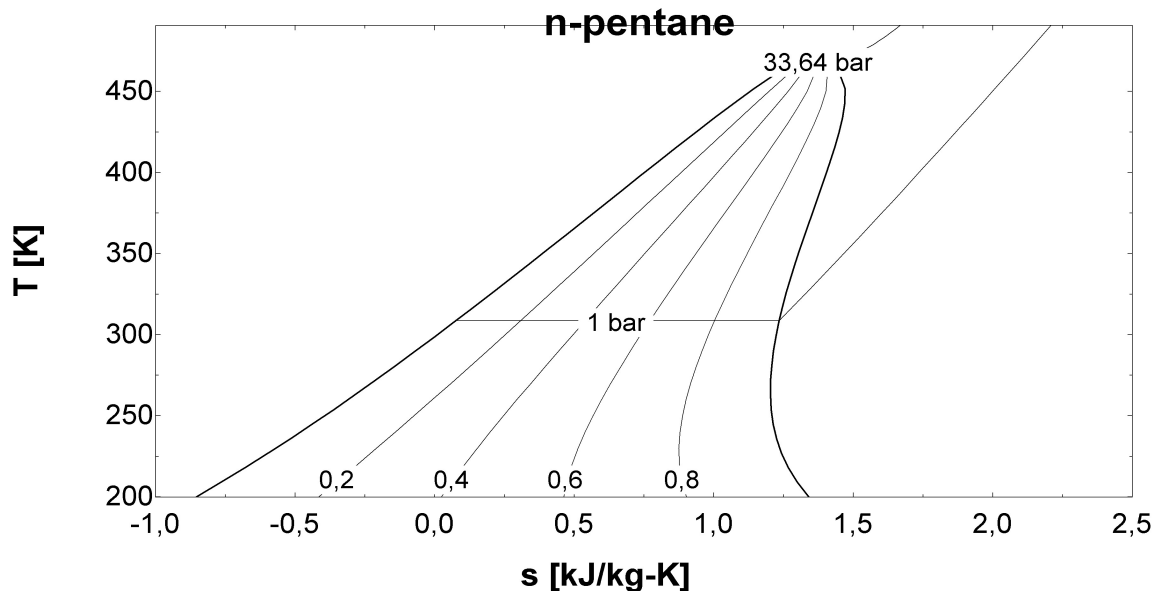
**Figure 2.10.** Diagrama T-s para el refrigerante n-pentano.

Aquí están mostrados los refrigerantes utilizados para el estudio, y se puede observar que en cada diagrama se han mostrado dos líneas de presión constante, que nos indica la presión del punto crítico, que sería el valor más alto que puede alcanzar dicho ciclo, y la línea más baja es la presión a que se encontrará el condensador, debido a que será la presión más baja a la que trabajará el ciclo.

Como se puede observar en los refrigerantes “R718” y “n-pentano”, la presión del condensador está por debajo de la ambiental (1 bar), y como las condiciones más bajas deben de ser superiores o iguales a las ambientales, aunque a esa presión tenga la temperatura ambiental, se deben de cumplir las dos condiciones, por tanto, en estos casos, se pondrá directamente que la presión en el condensador es de un bar.

Los refrigerantes quedarán así:

R718 $P_{\text{critica}}=220,6 \text{ bar}$ $P_{\text{condensador}}=1 \text{ bar}$ **Figure 2.11.** Diagrama T-s para el refrigerante R718 definitivo.

n-pentanoP_{critica}=33,64 barP_{condensador}=1 bar**Figure 2.12.** Diagrama T-s para el refrigerante n-pentano definitivo.

La peculiaridad de los refrigerantes con respecto a otras sustancias es la forma singular de la campana de andrews y las temperaturas y presiones de evaporación y sublimación. Los refrigerantes escogidos tienen una forma similar, la línea de líquido subenfriado suele ser de pendiente muy baja, y la línea de vapor saturado tiene una pendiente muy grande, casi como una vertical, está es la característica más interesante, debido a que a la salida de la caldera no se tiene porque introducir una gran temperatura de recalentamiento dado que al ser la línea de vapor saturado tan vertical, se tiene la seguridad de que a la salida de la turbina el gas será totalmente gas, y se puede aprovechar el trabajo de dicho gas, además de su alta temperatura para la utilización del intercambiador de calor en la segunda configuración.

También es una ventaja, la distancia entre la línea de vapor saturado y la de líquido subenfriado, debido a que están muy cercanas, y por tanto, el calor que la caldera debe ceder es muy bajo para realizar el ciclo, y la mayor ventaja es a la baja temperatura que se puede realizar el ciclo, que es el principio fundamental por el que se ha realizado este experimento.

2.3. Definición de parámetros

Para realizar el experimento se ha tenido que variar una serie de parámetros para observar el comportamiento del ciclo. A continuación, se indicará cuáles han sido los parámetros del ciclo que se han decidido variar.

En primer lugar, se ha variado la presión de la caldera, es decir, la presión que tiene el refrigerante durante su transcurso en la caldera. Se ha introducido en el programa EES una serie de presiones de la caldera distintas dependiendo del refrigerante, debido a que cada refrigerante tiene una presión a la temperatura de veinticinco grados centígrados, por tanto, se ha variado la presión de la caldera en varios saltos de presión (2,5 bares), y tomando como primer valor de presión la que esta seis bares por encima de la presión a la temperatura ambiental. Se han realizado siete saltos de presión con las características indicadas anteriormente.

También se ha tomado como parámetro variable la temperatura de recalentamiento, es decir, la temperatura que se calienta el refrigerante tomando como punto de partida la temperatura en la línea de vapor saturado y a la presión de la caldera. Y este parámetro se ha variado en saltos de veinte grados centígrados o Kelvin. Se han realizado cinco saltos, es decir, el mínimo recalentamiento es de veinte grados Kelvin y el máximo recalentamiento es de cien grados Kelvin.

Otro valor que se ha variado ha sido el rendimiento de la turbina. En este caso, los valores utilizados para el estudio han sido los rendimientos del veinte, cincuenta, setenta y noventa por ciento, solamente cinco valores.

Otro parámetro que se podría analizar sería el rendimiento de la bomba, pero dado a la poca influencia que tiene el trabajo de bombeo con respecto al ciclo, se ha tomado el rendimiento de la bomba de un cincuenta por ciento.

2.3.1. Interpretación de los datos de salida

Con estas variaciones para cada refrigerante y configuración obtendremos ciento cuarenta ciclos diferentes, los cuáles se introducen en una tabla Excel y se realizan los cálculos necesarios para obtener los diferentes calores y trabajos que se obtienen de cada ciclo.

En el programa EES se obtienen las entalpías en todos los puntos del ciclo, dichas se utilizarán para obtener los calores y trabajos del ciclo. Además de estos datos se obtendrán la presión de la caldera, rendimiento de la turbina, temperatura de recalentamiento, y por último se obtiene la temperatura del refrigerante en la línea de vapor saturado a la presión de la caldera. Las filas se corresponden con el ciclo correspondiente. Con estos datos ya podemos realizar los cálculos en el programa Excel de una manera mas fácil.

A continuación se muestra una fracción de la tabla con los valores obtenidos en el programa EES para un refrigerante y configuración concreta:

Tabla 2.1. Resultados obtenidos del programa EES para primera configuración.

1 ^a configuración	P _{caldera}	T _{recal}	ren _{tur}	T _{camp}	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
1	18,54	60	0,7	314	88,93	90,38	305,2	297,8
2	18,54	60	0,9	314	88,93	90,38	305,2	295,7
3	18,54	80	0,2	314	88,93	90,38	327,6	325,3
4	21,04	20	0,2	319,3	88,93	91,05	261,7	259,4
5	21,04	60	0,9	319,3	88,93	91,05	308,7	296,1
6	21,04	80	0,9	319,3	88,93	91,05	331,6	317,8
7	21,04	100	0,7	319,3	88,93	91,05	354,4	343

En esta ilustración se ha mostrado los resultados obtenidos una vez realizado el bucle que se ha programado en EES, y en este caso, los resultados obtenidos proceden de el refrigerante “R404A”, que corresponde a la primera configuración. Como se ha dicho solo se calculan las entalpías en el programa EES debido a que si se pide que calcule muchas variables, la simulación puede ser demasiado larga, y se perdería mucho tiempo, por eso se ha decidido solamente obtener las entalpías, y los cálculos de calores y trabajos realizarlos en el programa Excel, dado que con las entalpías se pueden obtener todos los datos necesarios, y como uno de los fines en ingeniería es la rapidez, hacerlo de esta manera es la más interesante.

A continuación, se muestra la tabla de datos obtenida para el mismo refrigerante pero la segunda configuración:

Tabla 2.2. Resultados obtenidos del programa EES para segunda configuración.

2 ^a configuración	P _{caldera}	T _{recal}	ren _{tur}	T _{camp}	h ₁	h ₂	h _{2int}	h ₃	h ₄	h _{4int}
1	7	60	0,7	277,9	-8,50	-7,42	117,3	279,6	245,6	120,9
2	7	60	0,9	277,9	-8,50	-7,42	107,6	279,6	235,9	120,9
3	7	80	0,7	277,9	-8,50	-7,42	134,9	299,6	263,2	120,9
4	7	100	0,9	277,9	-8,50	-7,42	141,8	320,1	270,1	120,9
5	9,5	40	0,7	288,3	-8,50	-6,91	37,94	266,8	230,3	185,4
6	9,5	60	0,9	288,3	-8,50	-6,91	43,98	287,3	236,3	185,4
7	9,5	80	0,7	288,3	-8,50	-6,91	73,01	307,9	265,4	185,4

Según la configuración que se esté estudiando, se realizarán una serie de cálculos u otros, por tanto, en la tabla Excel se podrá obtener el calor aportado por la caldera, el trabajo obtenido en la turbina, el trabajo de bombeo, y el calor cedido en el condensador a partir de las entalpías obtenidas en el programa EES. Una vez obtenidos estos datos, se procede a calcular el rendimiento como el trabajo total obtenido a partir del calor aportado en la caldera. Este sería el dato más importante con el que se han obtenido las gráficas que en el siguiente apartado se explicarán.

El modelo de hoja Excel para realizar los cálculos sería el siguiente:

Tabla 2.3. Hoja de cálculo Excel para obtener datos (primera configuración).

ren_ter(%)	ren_termico	Q_cal	Q_cond	W_t	W_b	h4	h3	h2	h1	T_camp(Pcal)	ren_tur	Trecalentamiento	Pcaldera
0,12	0,0012	168,28	168,07	1,4	1,19	257	258,4	90,12	88,93	311,7	0,2	20	17,54
1,43	0,0143	168,28	165,87	3,6	1,19	254,8	258,4	90,12	88,93	311,7	0,5	20	17,54
2,32	0,02	168,28	164,37	5,1	1,19	253,3	258,4	90,12	88,93	311,7	0,7	20	17,54
3,21	0,0321	168,28	162,87	6,6	1,19	251,8	258,4	90,12	88,93	311,7	0,9	20	17,54
0,26	0,0026	191,28	190,77	1,7	1,19	279,7	281,4	90,12	88,93	311,7	0,2	40	17,54
1,57	0,0157	191,28	188,27	4,2	1,19	277,2	281,4	90,12	88,93	311,7	0,5	40	17,54
2,41	0,0241	191,28	186,67	5,8	1,19	275,6	281,4	90,12	88,93	311,7	0,7	40	17,54
3,29	0,0329	191,28	184,97	7,5	1,19	273,9	281,4	90,12	88,93	311,7	0,9	40	17,54

Esta es la tabla Excel para la primera configuración del refrigerante “R404A”, donde se han introducido los datos del programa EES en las ocho primeras columnas de la tabla, y haciendo los cálculos entre estos datos introducidos, conseguimos calcular los calores, trabajos y rendimientos. Para la segunda configuración se introducen además las columnas de entalpías a la salida del intercambiador, pero los datos que se obtienen son los mismo pero de manera diferente.

3. RESULTADOS

Como se ha dicho anteriormente, para cada configuración y refrigerante se han obtenido una gran cantidad de ciclos que se deben interpretar de una manera cómoda, rápida y efectiva. La mejor manera para saber interpretar los resultados es representar una gráfica donde se enfrenten los parámetros que se han variado. Para

cada refrigerante y configuración se han realizado cuatro gráficas, una gráfica para cada rendimiento de turbina distinto, es decir, los ciclos obtenidos en el programa EES que tengan el mismo rendimiento de turbina se introducen en dicha gráfica, y como tenemos cuatro valores diferentes de rendimientos de turbina, se obtienen esta cantidad de gráficas.

Haciendo esto, solo se tienen tres parámetros a representar, que serían la presión de la caldera, la temperatura de recalentamiento, y por último, el rendimiento total del ciclo, por tanto, se representarán estas tres variables en la gráfica. Además, realizaremos una gráfica 2D donde representaremos como evoluciona la temperatura en la línea de vapor saturado a la presión de la caldera, frente a la presión de la caldera.

Con estas dos gráficas se observará una clara interpretación de nuestro estudio, y se verá si la contrucción de este ciclo sería rentable, y cuál sería el refrigerante idóneo.

Para realizar la gráficas hemos utilizado el programa Matlab, al cuál se le han introducido las tablas de Excel, para la realización de un programa en el que se generan directamente las gráficas que se mostrarán a continuación.

Para cada refrigerante y configuración se han generado nueve gráficas, las cuáles una de ellas muestra como evoluciona de la temperatura de saturación del refrigerante con respecto a la presión de la caldera. Las siguientes cuatros gráficas son las descritas anteriormente, donde cada una se refiere al rendimiento que tiene la turbina. Y las otras cuatro gráficas son las mismas que estas, pero la representación es en 2D, y las anteriores están representadas en 3D.

En el siguiente apartado se mostrarán dichas gráficas descritas.

3.1. Refrigerante R404A

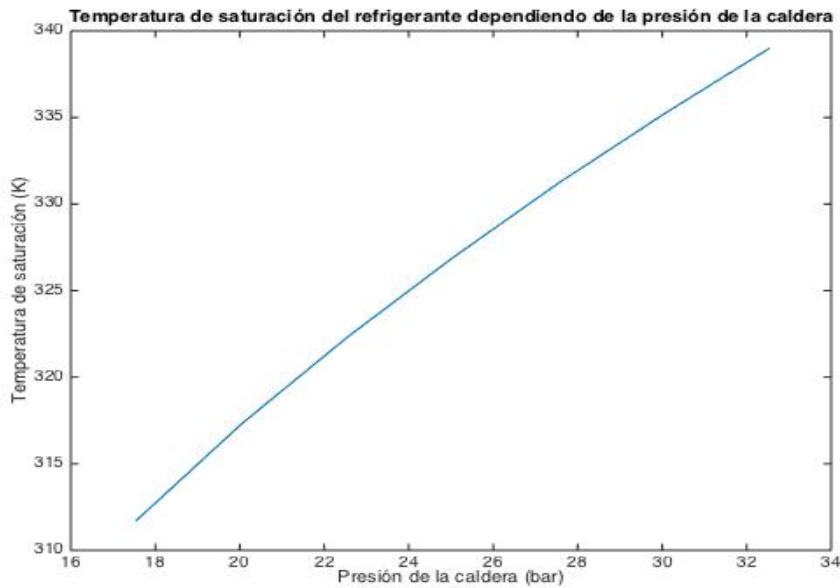


Figura 3.1. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante R404A.

En esta imagen se ha representado como hemos indicado anteriormente la temperatura en la línea de vapor saturado a la presión de la caldera, y como varía esta temperatura a lo largo de la variación de presiones del estudio. Para este refrigerante el rango de presiones abarca aproximadamente: 17,5 bar – 32,5 bar.

3.1.1. 1ª configuración

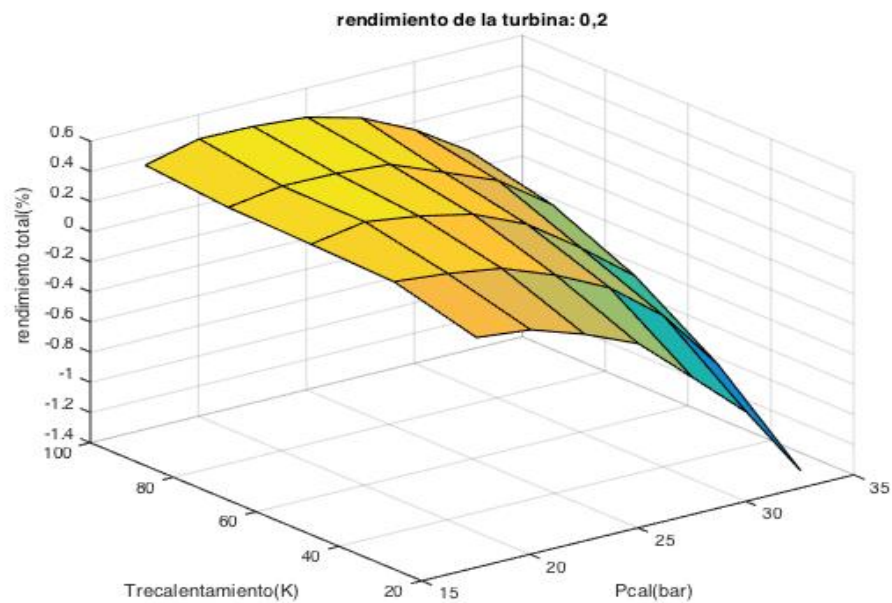


Figura 3.2. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

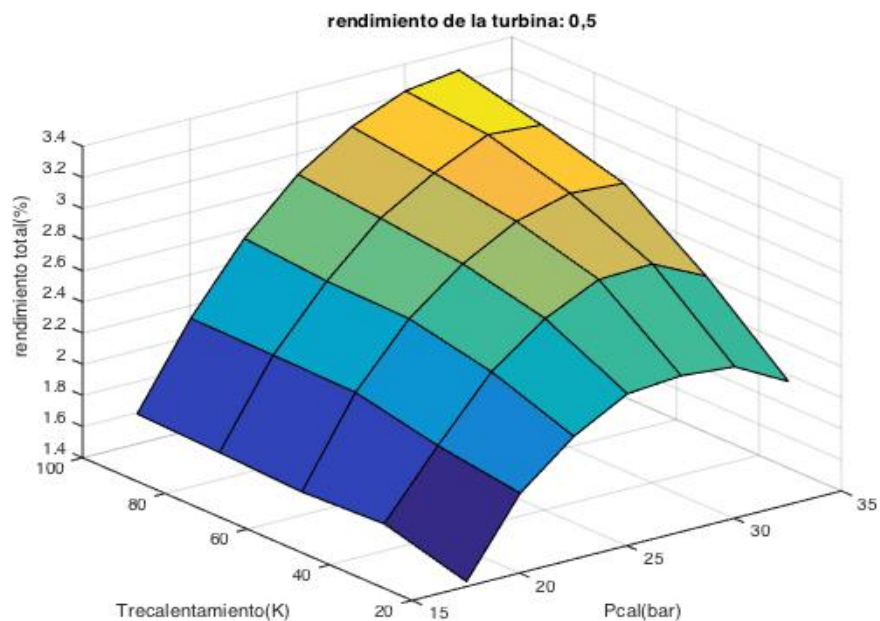


Figura 3.3. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

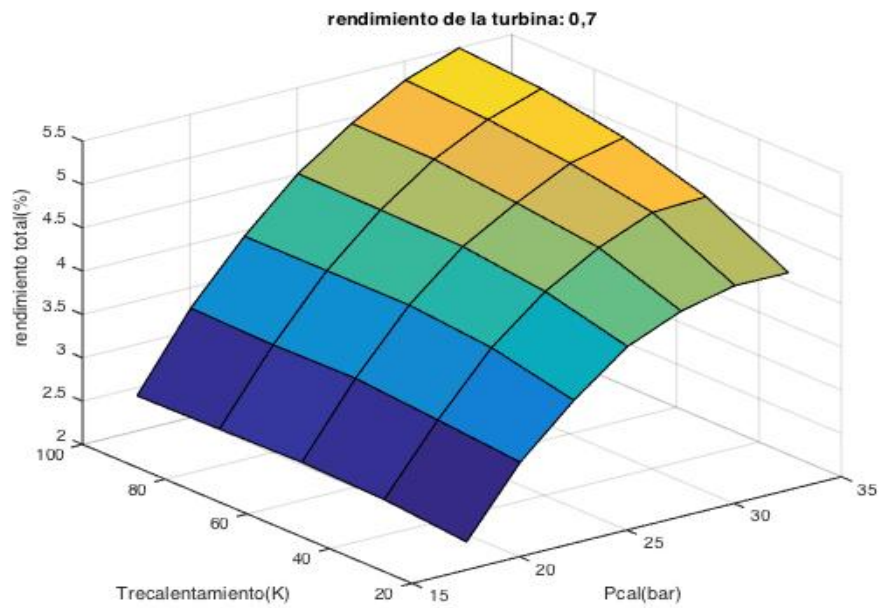


Figura 3.4. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

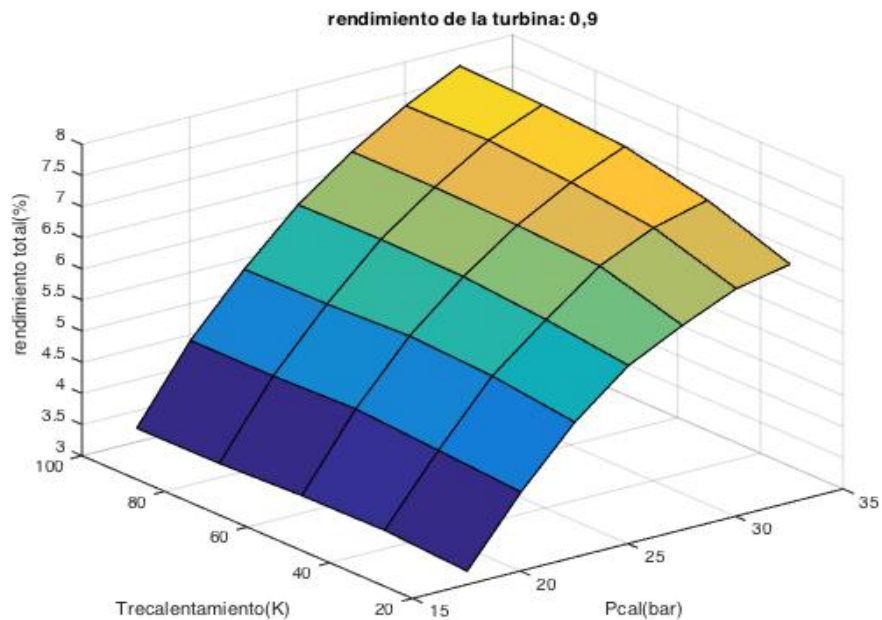


Figura 3.5. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

Estas gráficas en 3D son las descritas anteriormente donde se observa con claridad para que temperaturas de recalentamiento y presiones se encuentran los

rendimientos del ciclo más alto, pero para obtener esos valores estas gráficas no son las adecuadas, por lo tanto, se han introducido las siguientes gráficas para poder obtener los valores con facilidad, que son las gráficas en 2D.

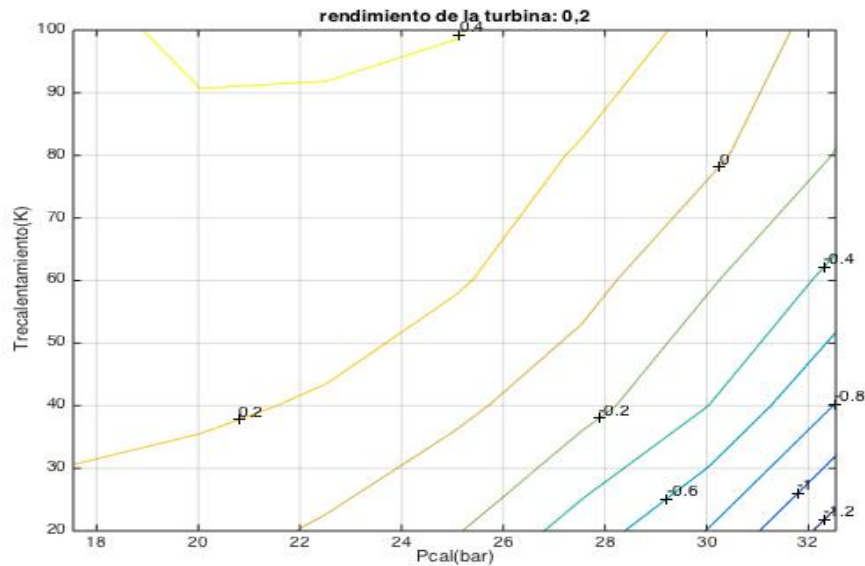


Figura 3.6. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

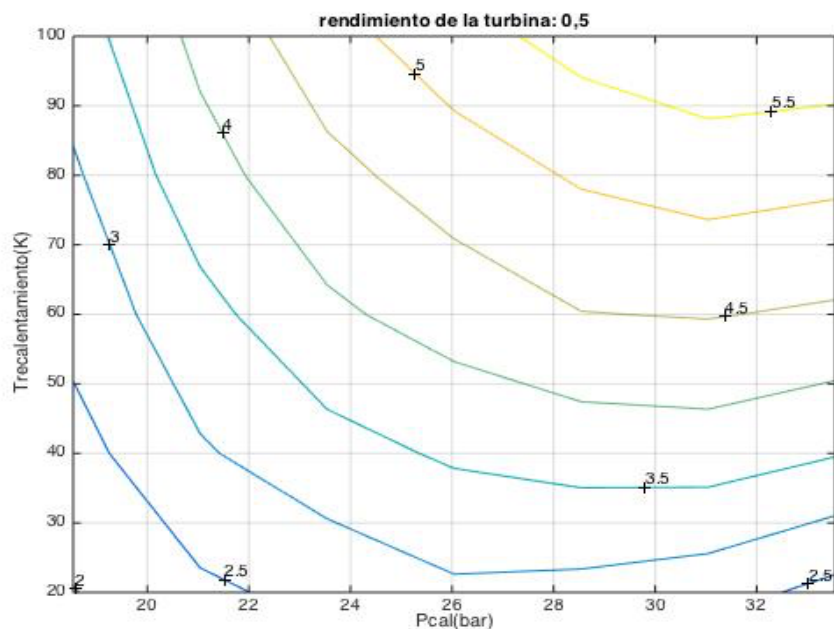


Figura 3.7. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

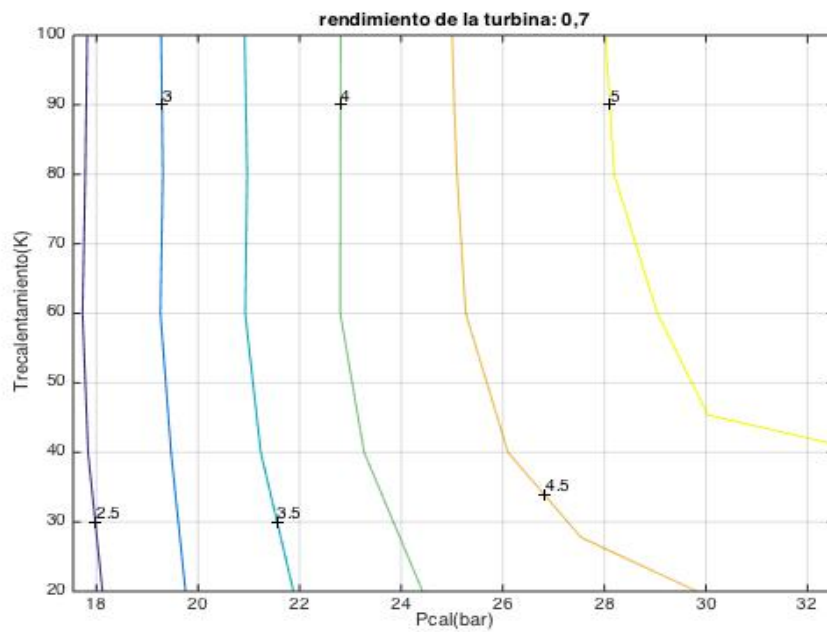


Figura 3.8. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

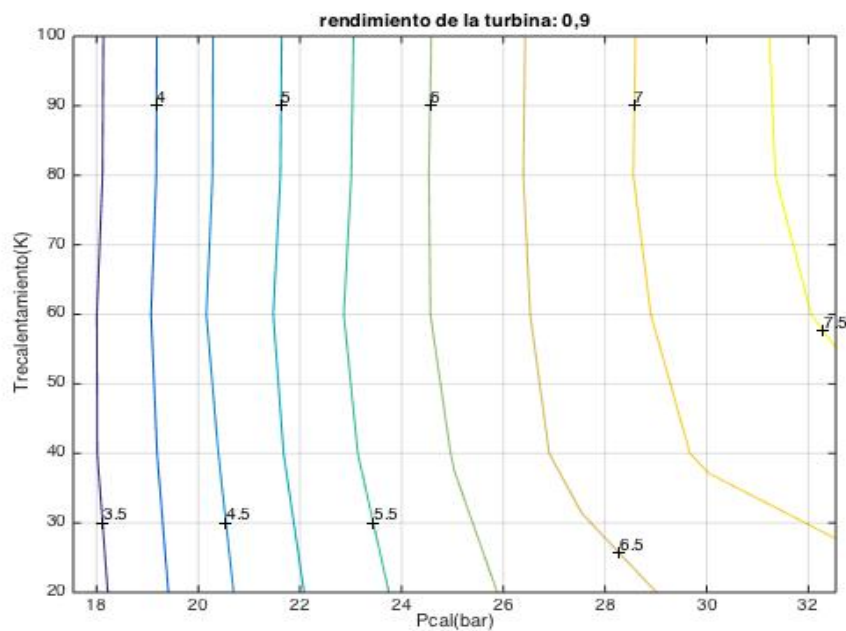


Figura 3.9. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R404A.

Como se ha comentado anteriormente, se han mostrado las mismas gráficas en dos visiones diferentes (3D y 2D), una vista para observar en que zona se encuentra el máximo rendimiento que sería la vista en 3D, y la otra para trabajar, es

decir, determinar exactamente donde estarían los valores exactos de máximo rendimiento.

Estas serán las pautas a seguir para mostrar cada uno de los siguientes refrigerantes y configuraciones. Hasta ahora mismo solo se ha mostrado una configuración de un refrigerante, se procederá a mostrar la segunda configuración de dicho refrigerante y así comenzar con los siguientes refrigerantes, para finalmente discutir y comentar los resultados de cada refrigerante y configuración y observar cuál sería la configuración y refrigerante idóneos para estudiar más a fondo.

3.1.2. 2ª configuración

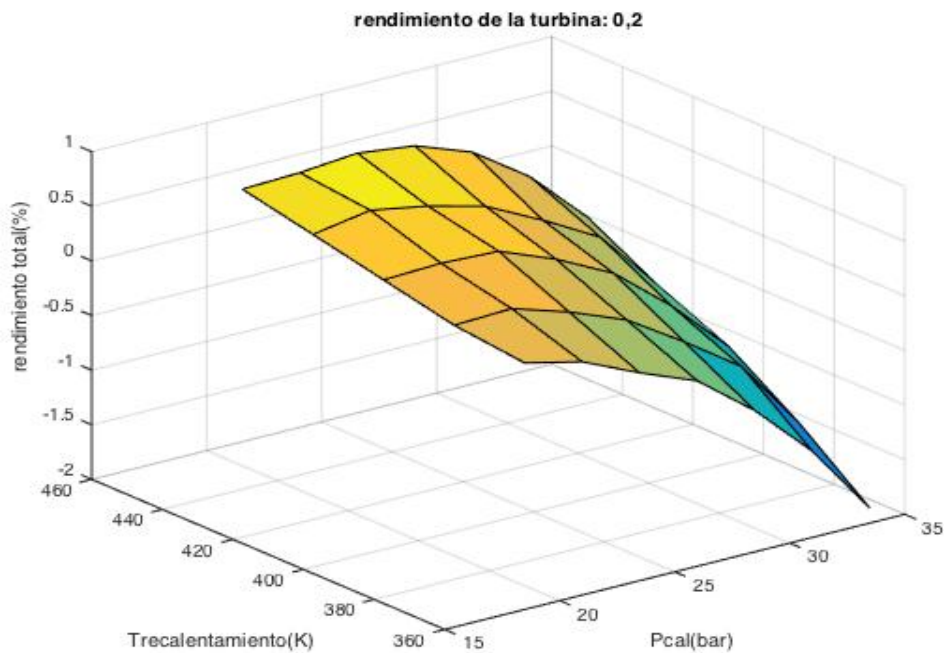


Figura 3.10. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

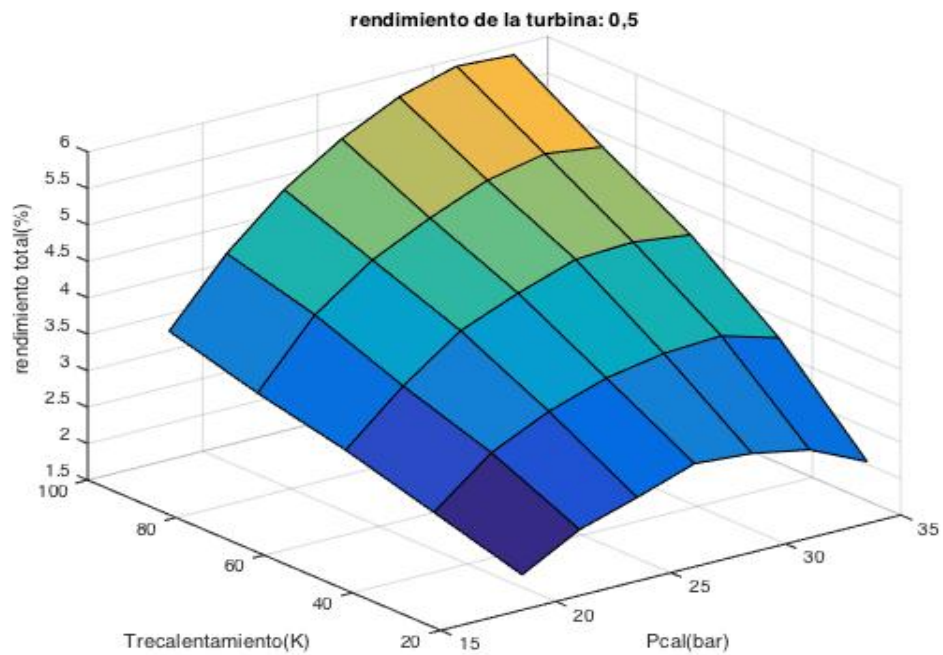


Figura 3.11. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

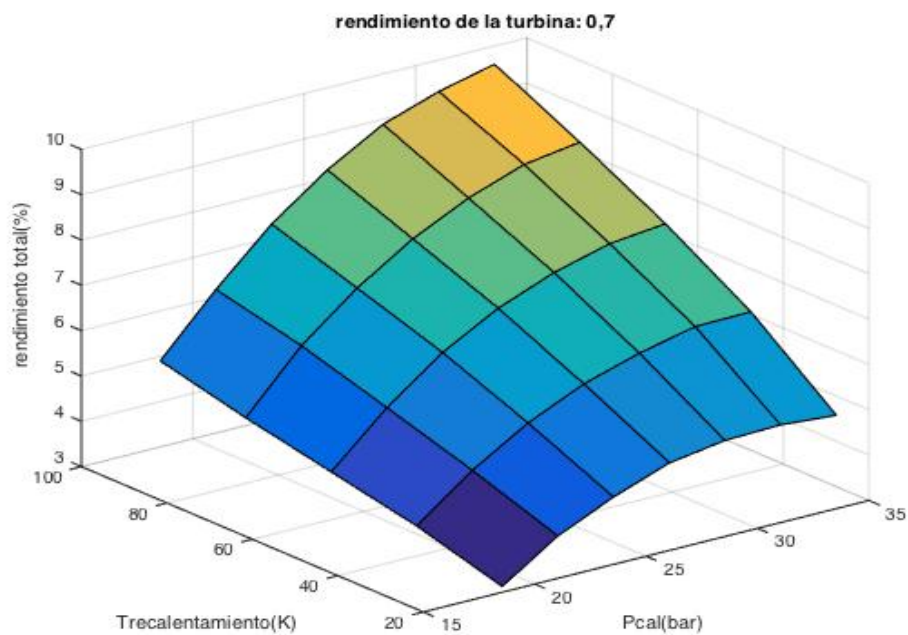


Figura 3.12. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

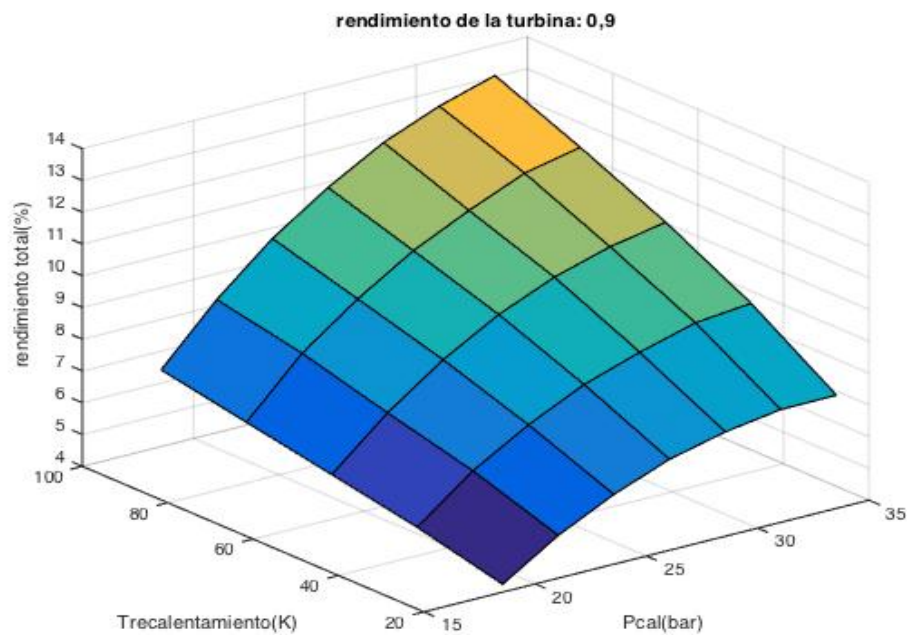


Figura 3.13. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

Siguiendo el mismo orden que en el apartado anterior, hemos mostrado primero las gráficas en 3D, y en segundo lugar las gráficas en 2D, que se mostrarán a continuación.

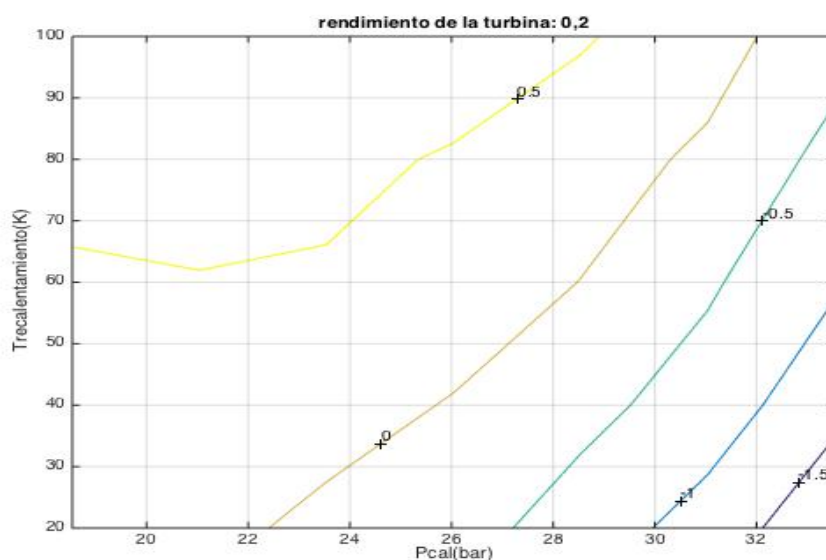


Figura 3.14. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

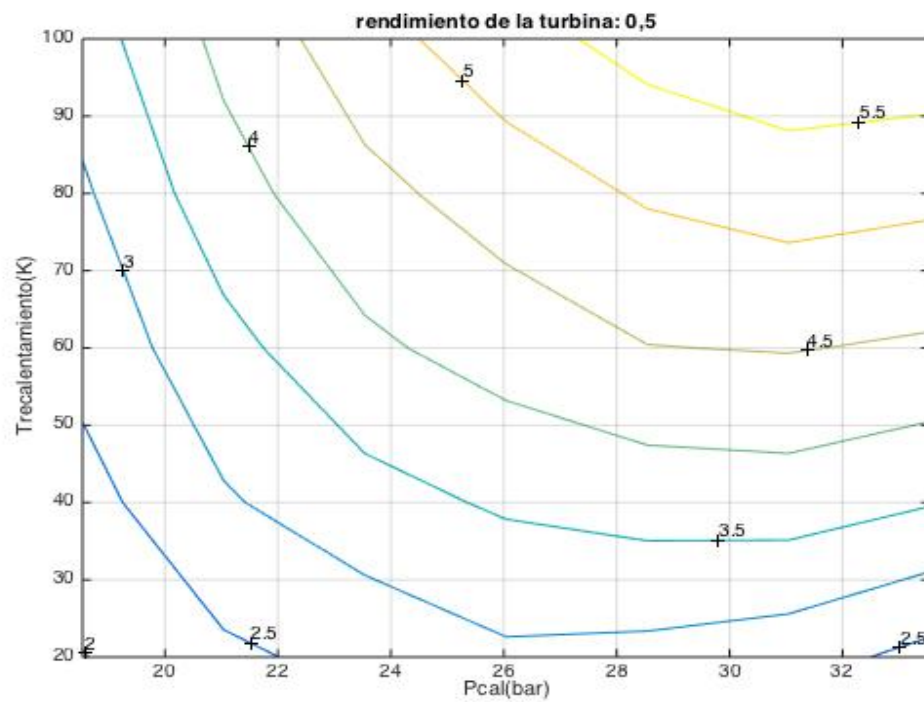


Figura 3.15. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

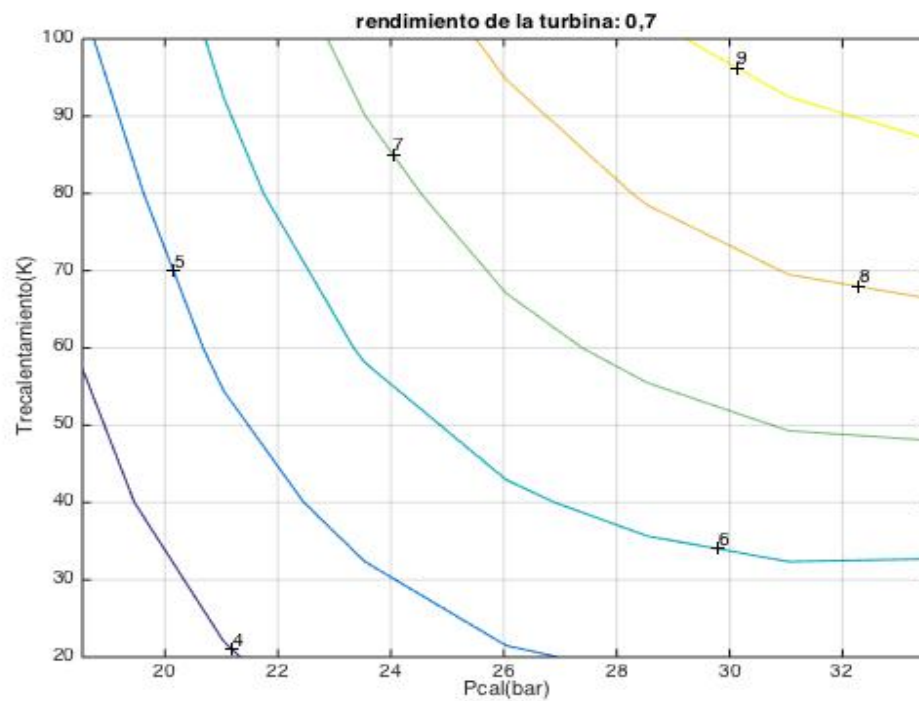


Figura 3.16. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

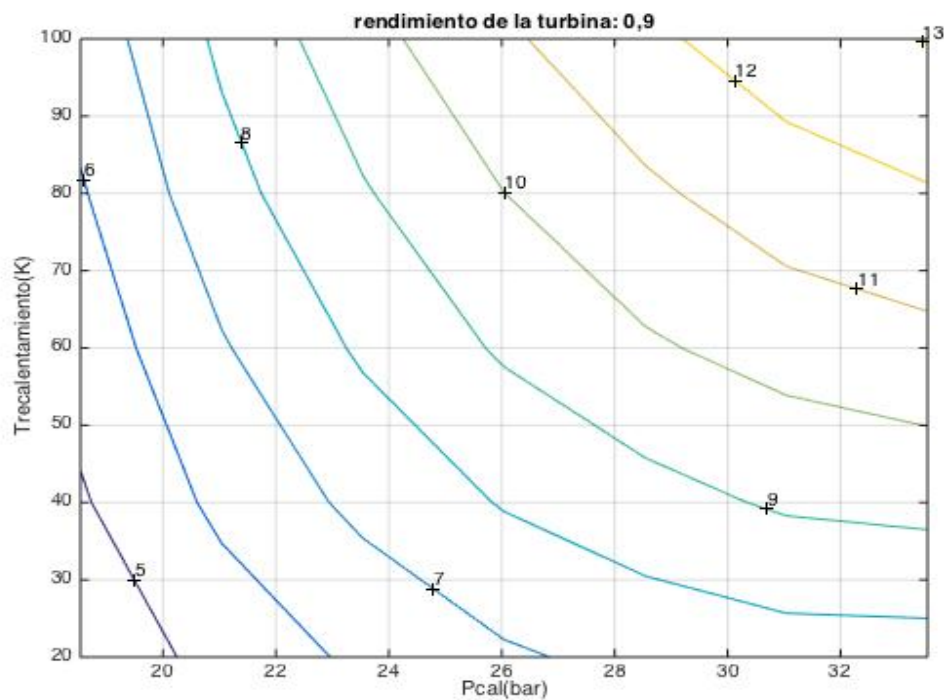


Figura 3.17. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R404A.

Aquí se encuentran todas las gráficas obtenidas para el refrigerante R404A, de las cuáles se llegará a una conclusión en apartados posteriores conjuntamente con los demás refrigerantes y sus respectivas configuraciones. Lo que si se puede observar es la gran diferencia en las configuraciones, por el simple echo de añadir un intercambiador.

3.2. Refrigerante R407C

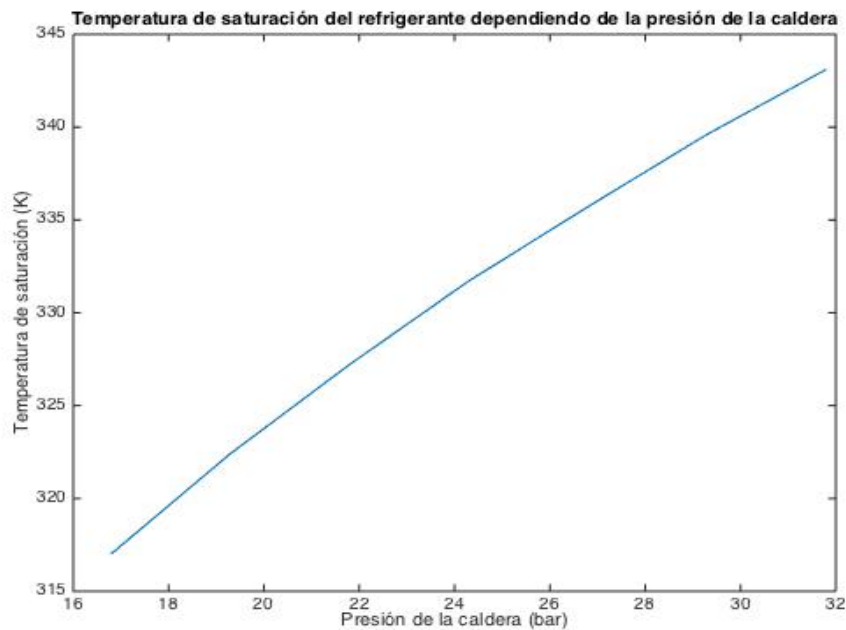


Figura 3.18. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante R407C.

3.2.1. 1ª configuración

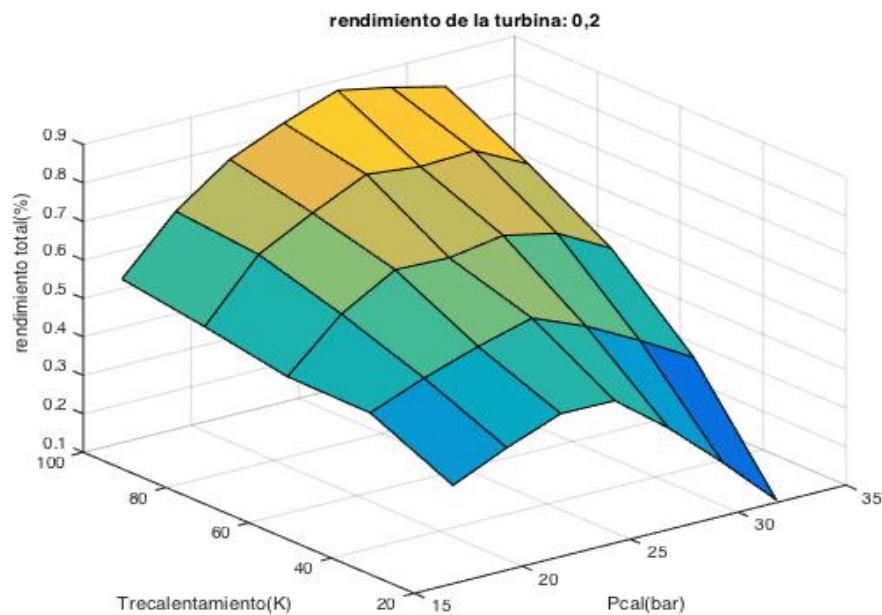


Figura 3.19. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

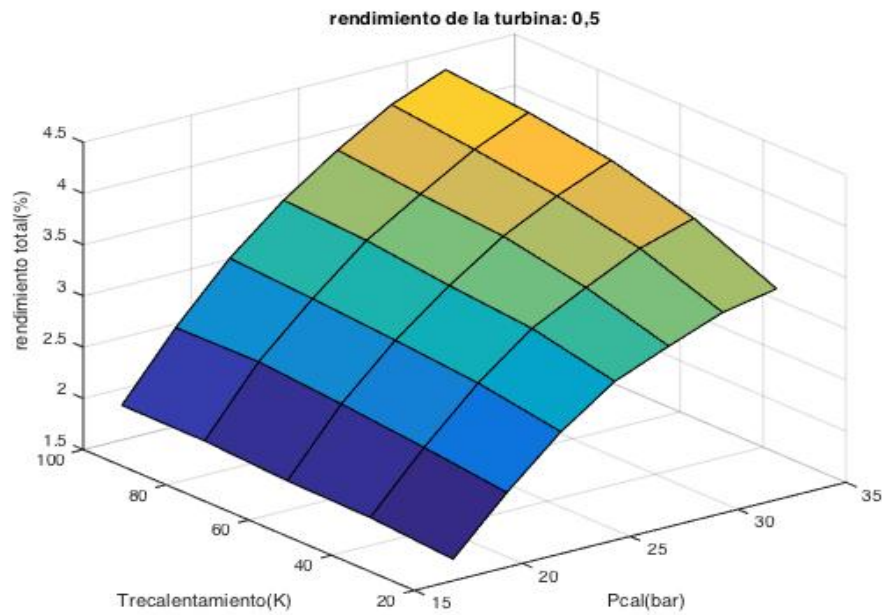


Figura 3.20. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

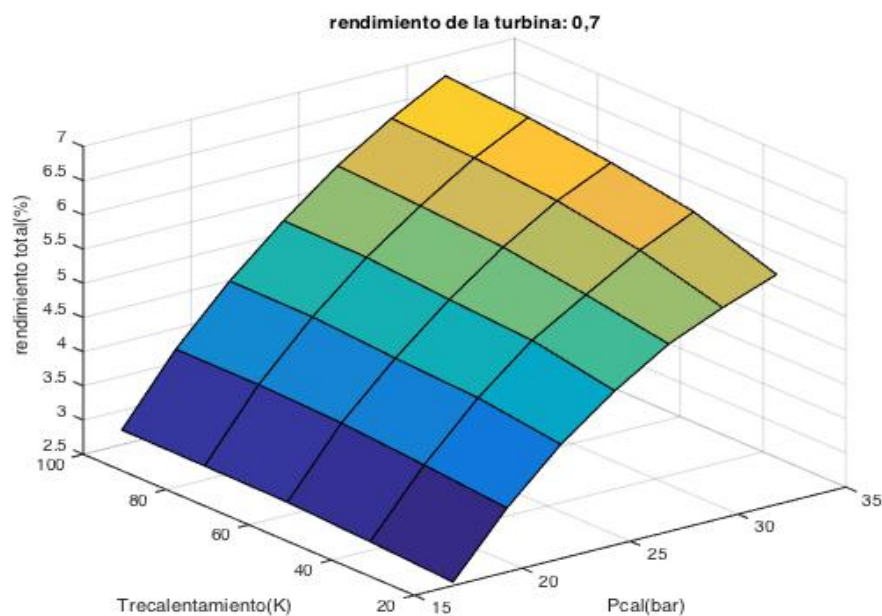


Figura 3.21. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

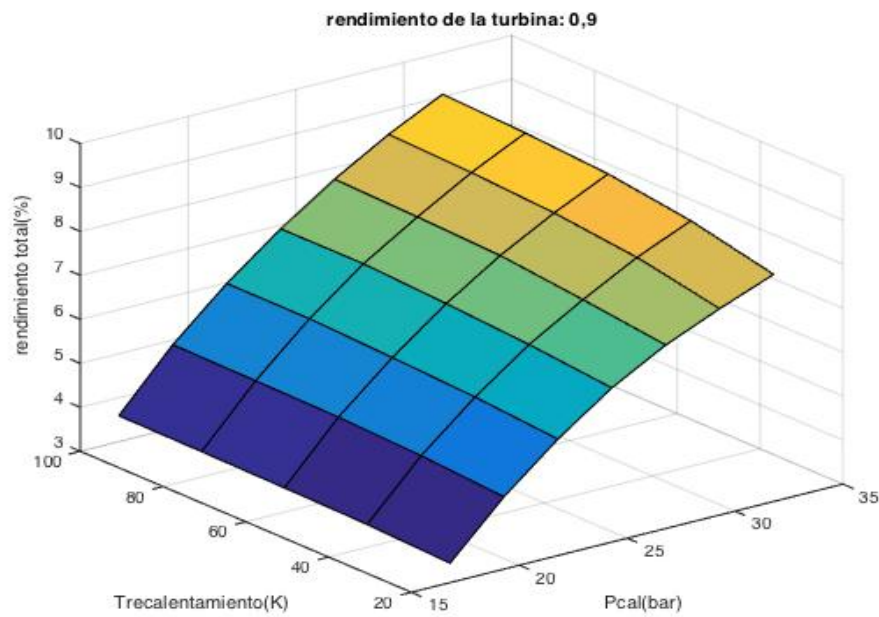


Figura 3.22. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

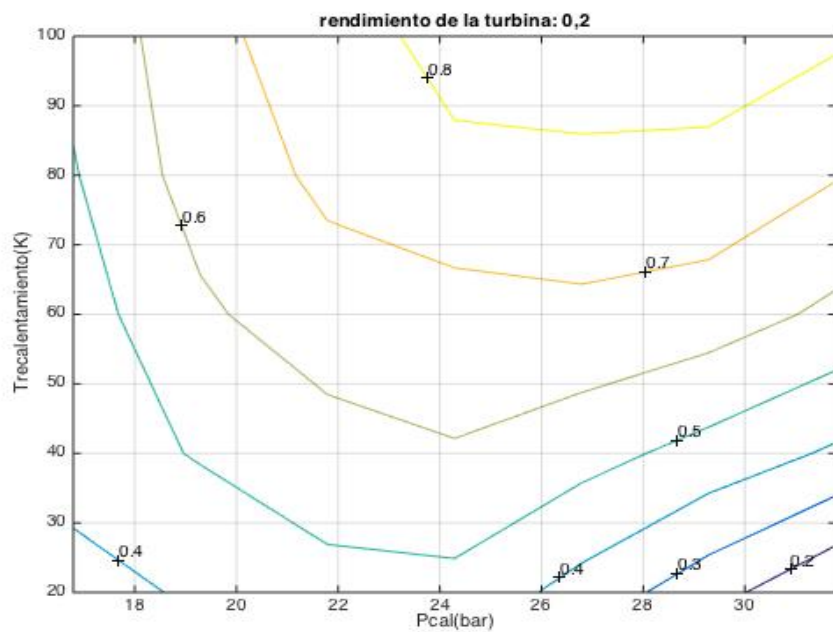


Figura 3.23. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

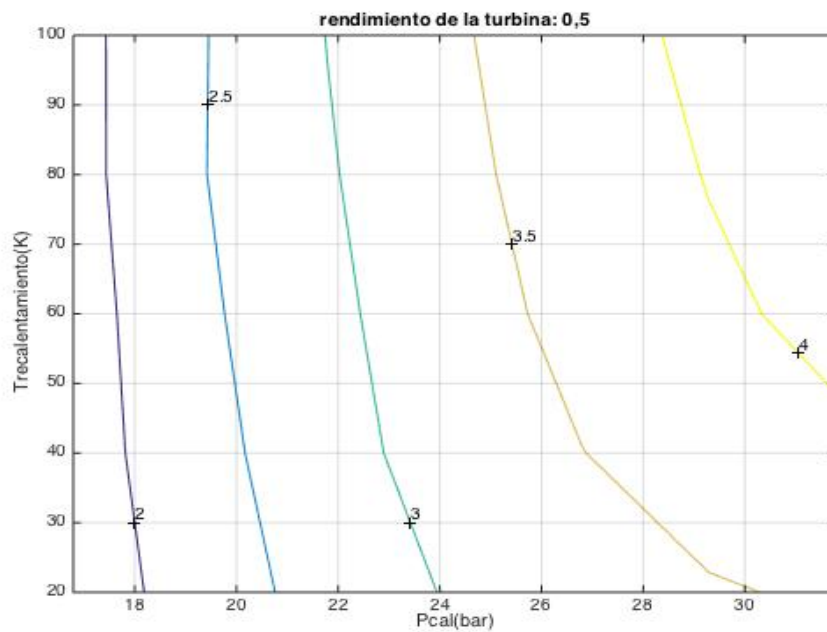


Figura 3.24. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

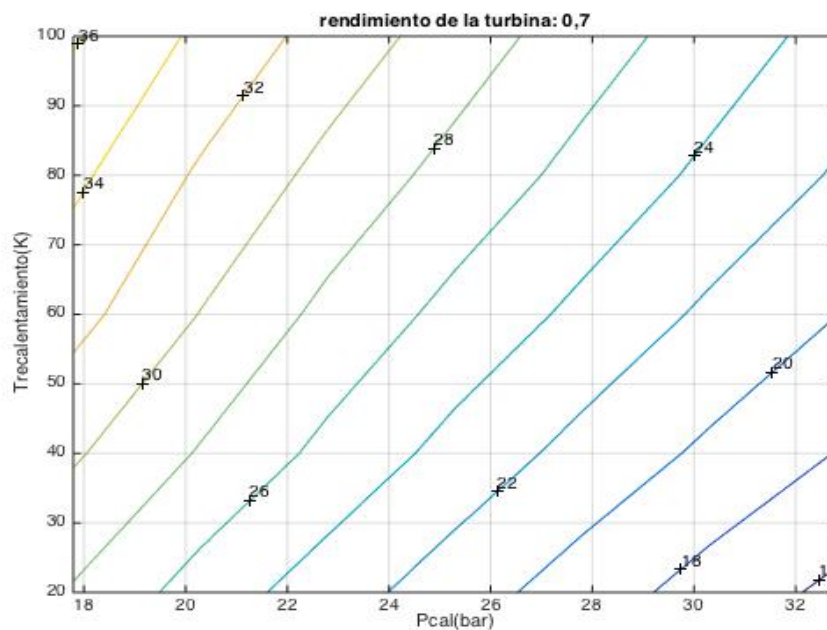


Figura 3.25. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

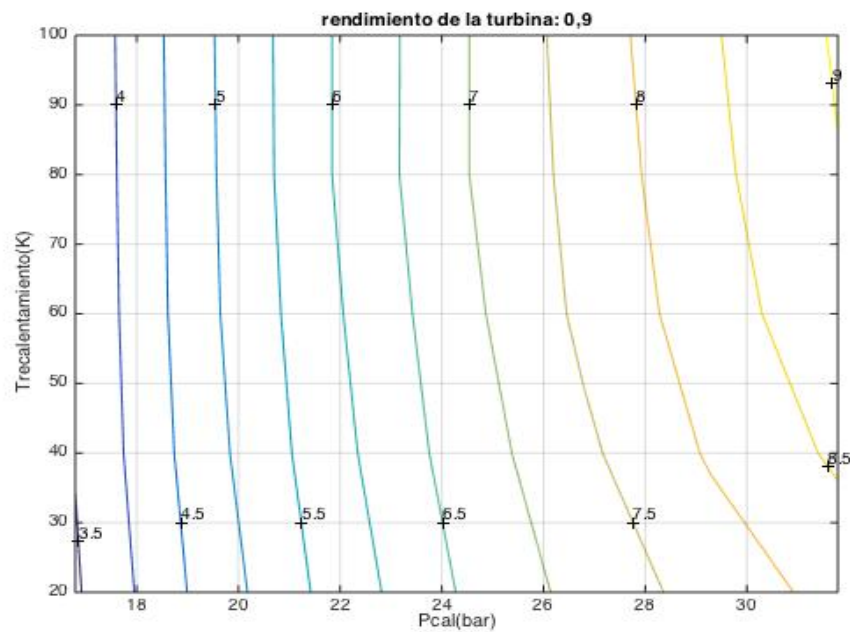


Figura 3.26. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R407C.

3.2.2. 2ª configuración

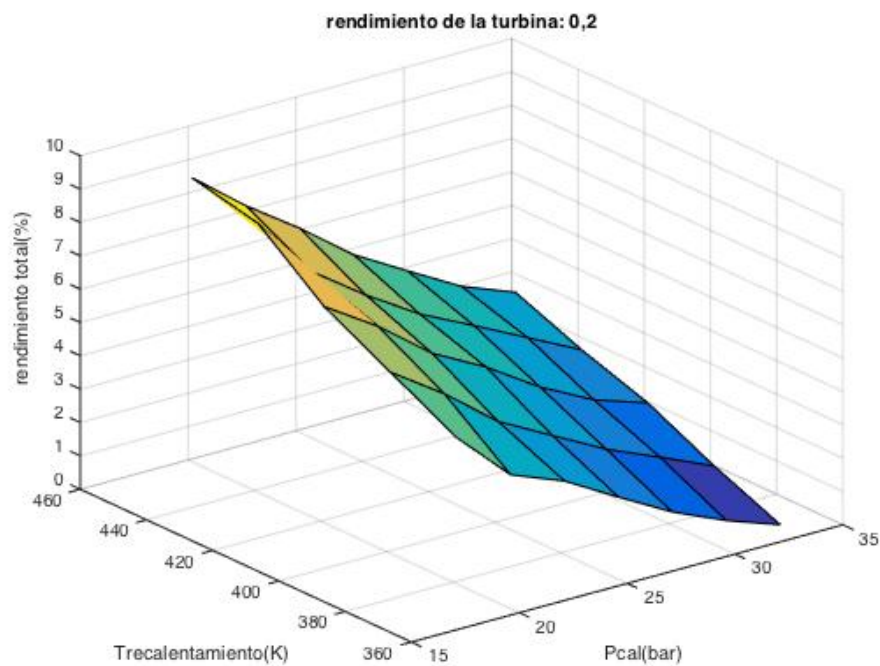


Figura 3.27. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

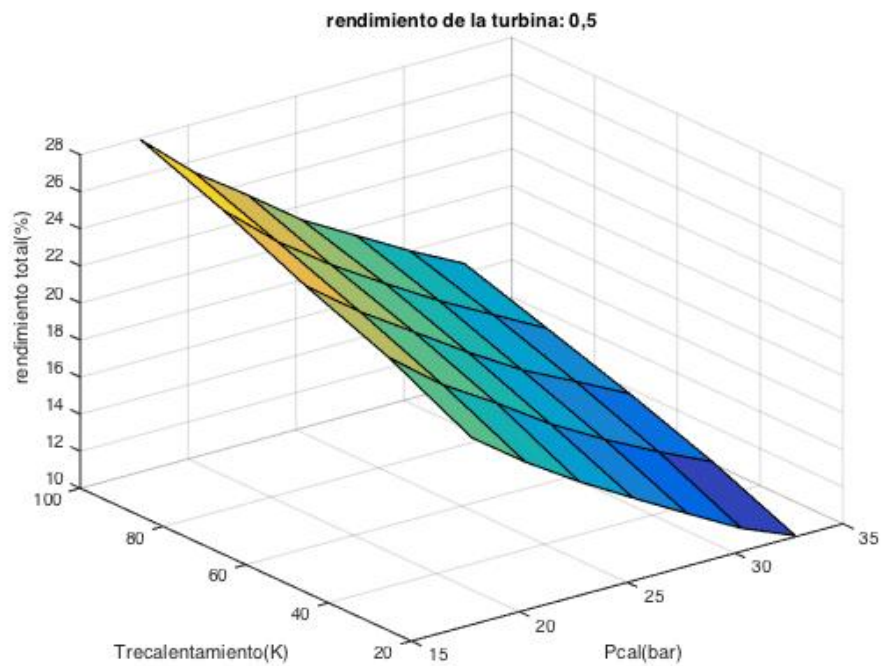


Figura 3.28. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

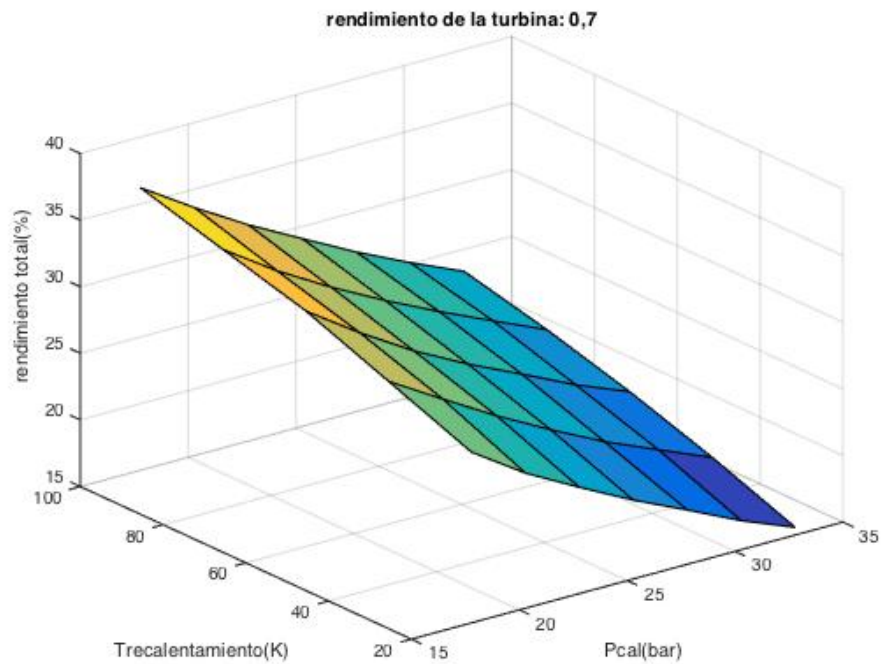


Figura 3.29. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

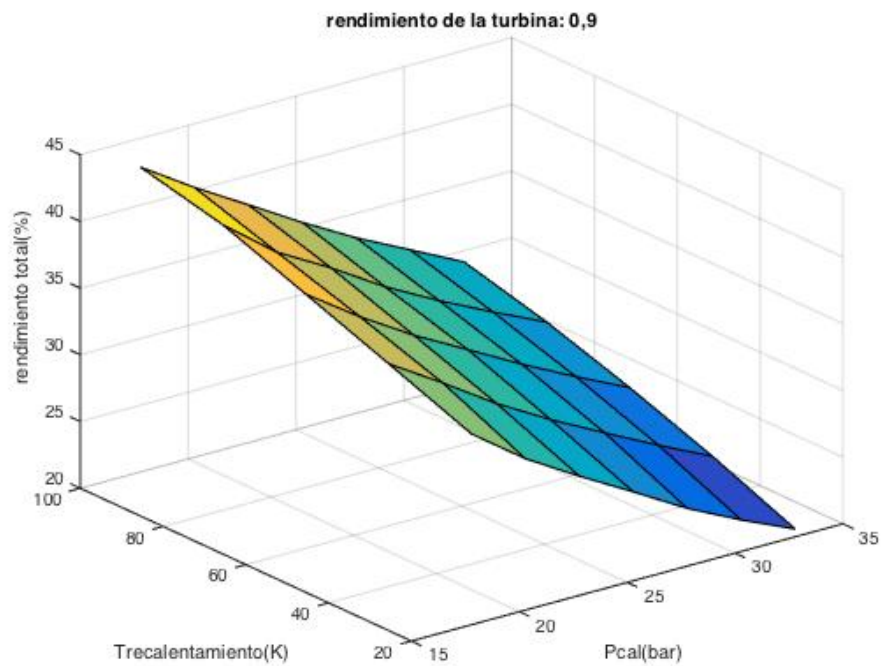


Figura 3.30. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

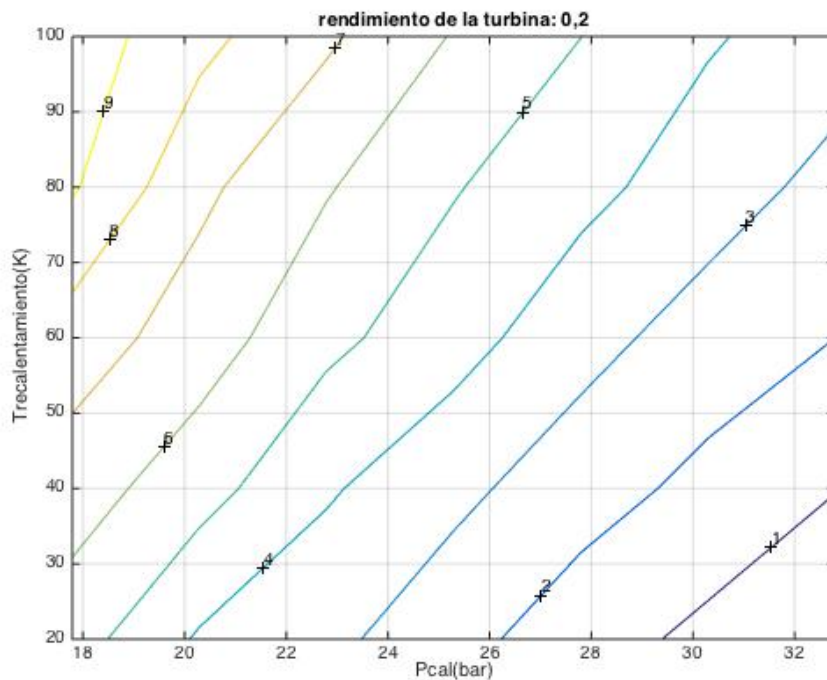


Figura 3.31. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

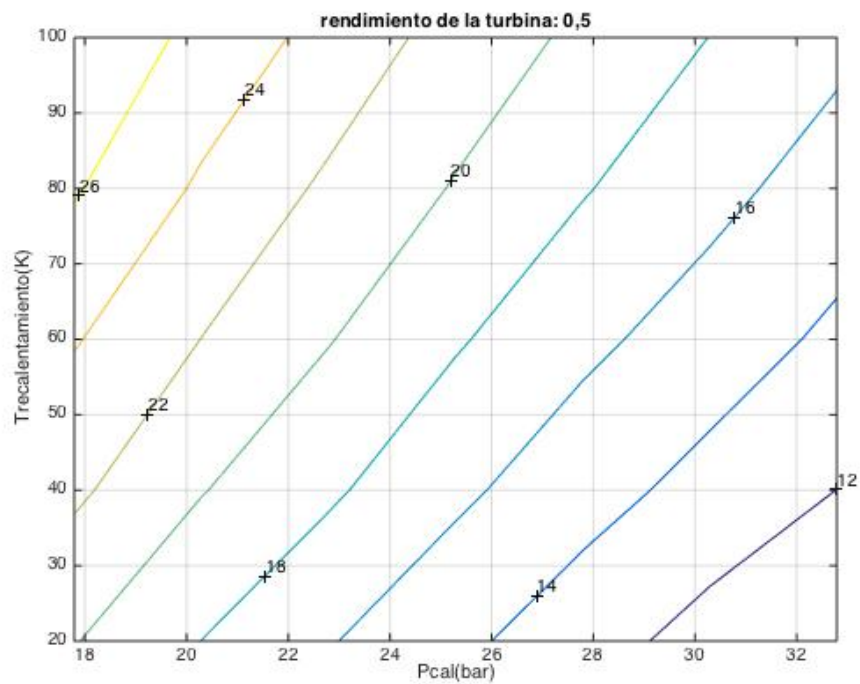


Figura 3.32. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

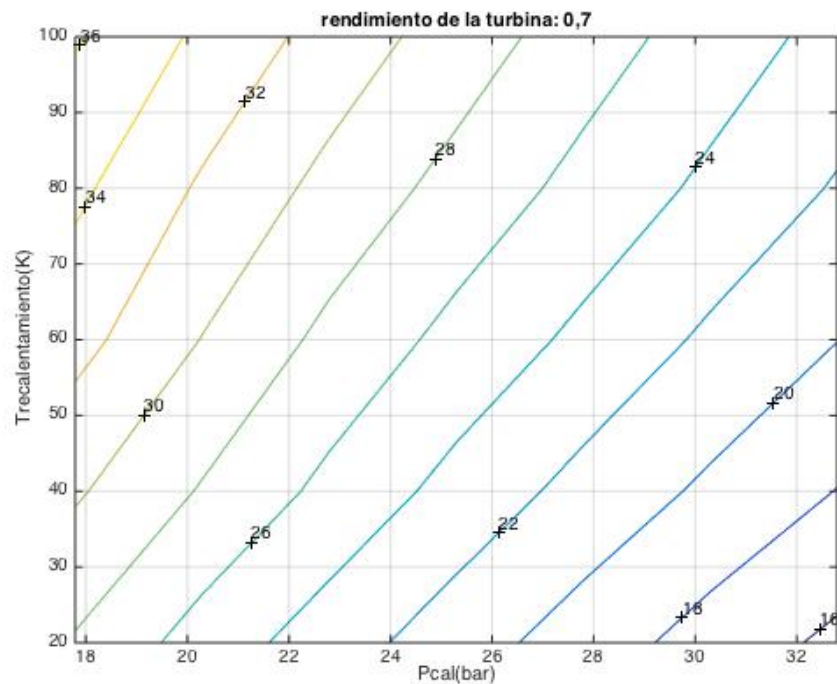


Figura 3.33. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

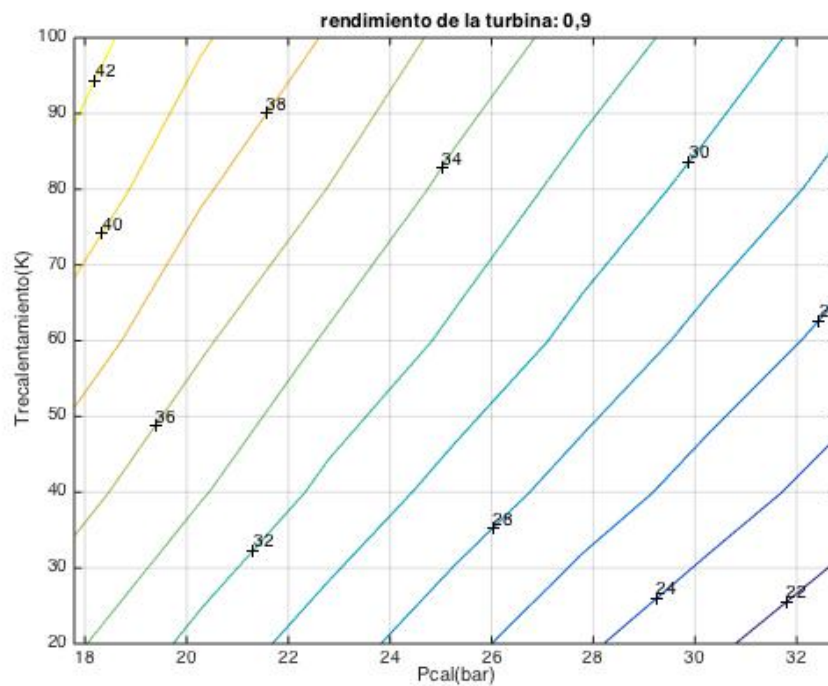


Figura 3.34. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R407C.

3.3. Refrigerante R410A

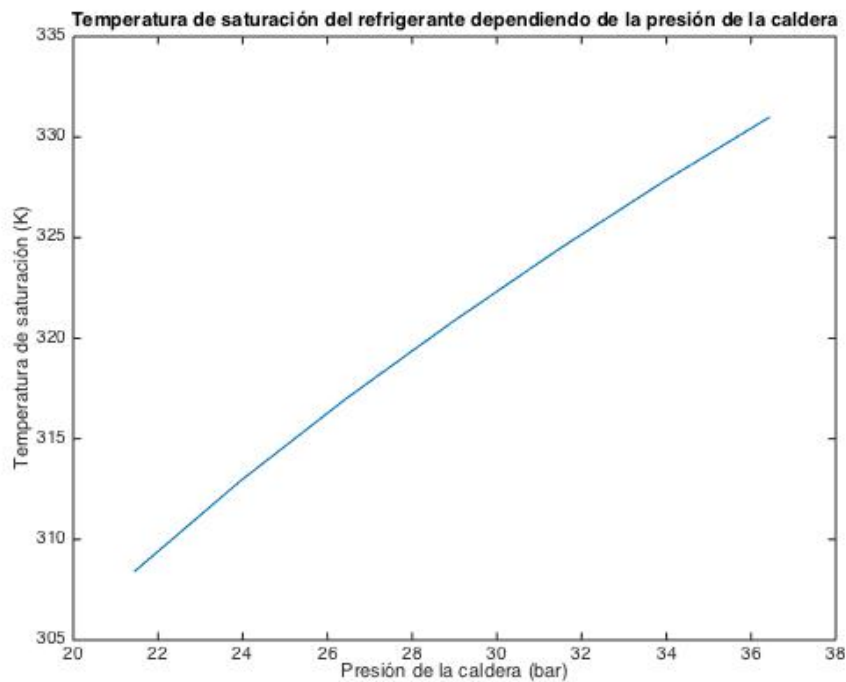


Figura 3.35. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante R410A.

3.3.1. 1ª configuración

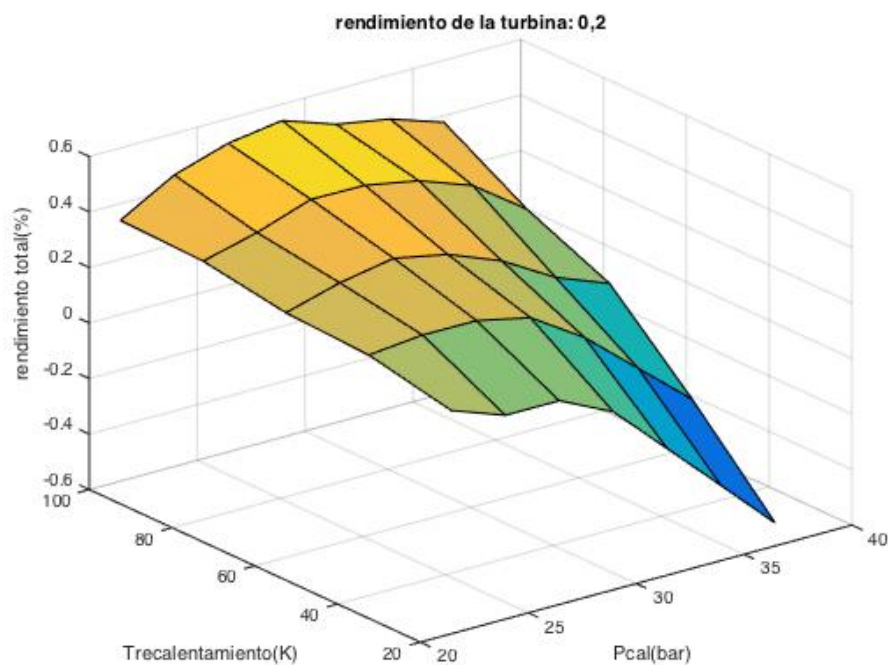


Figura 3.36. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

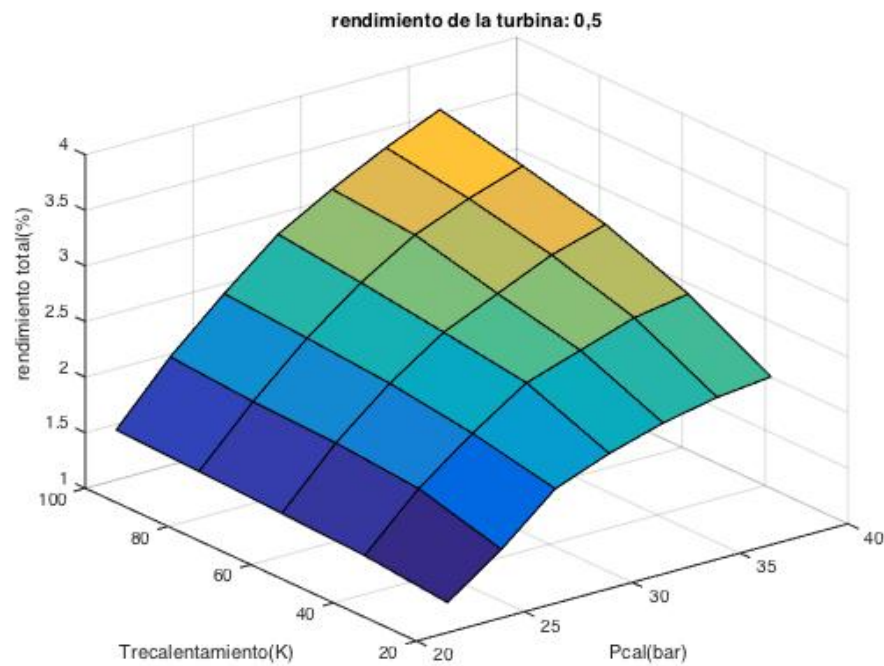


Figura 3.37. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

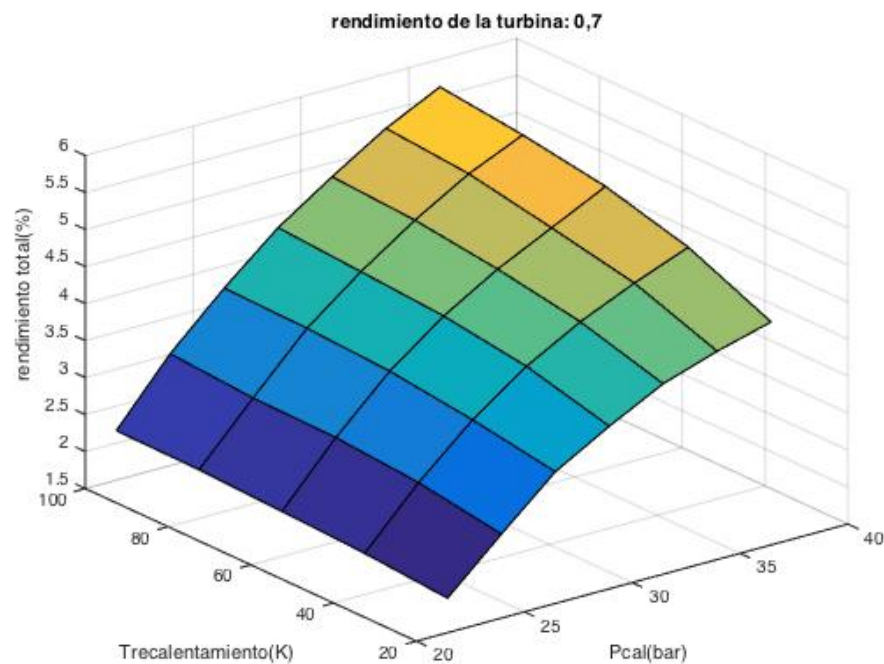


Figura 3.38. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

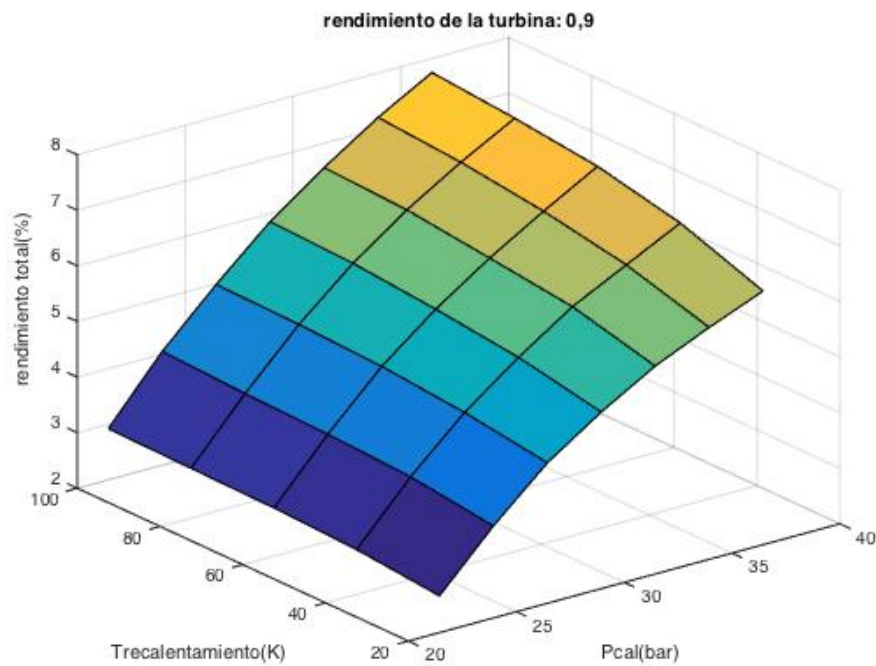


Figura 3.39. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

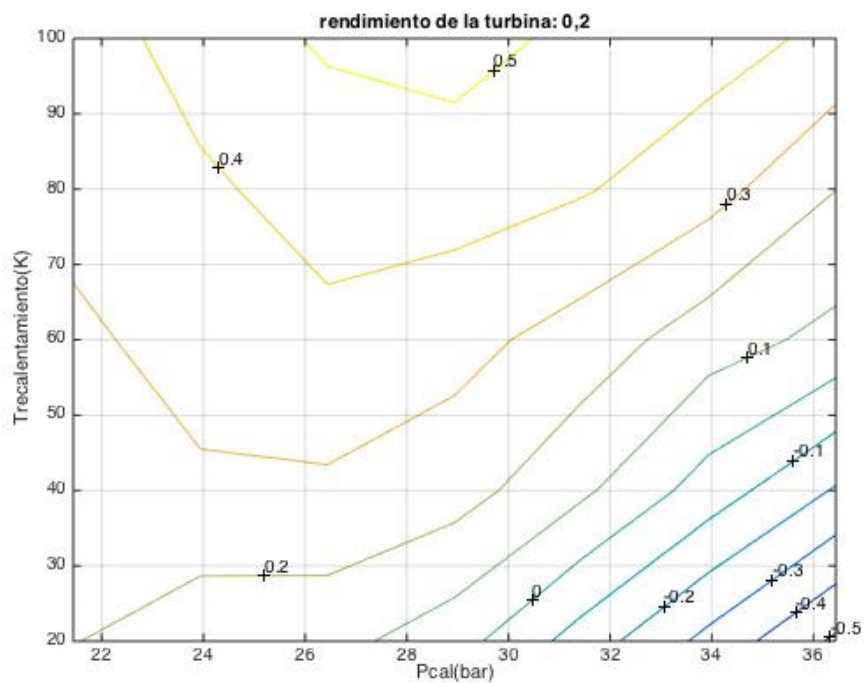


Figura 3.40. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

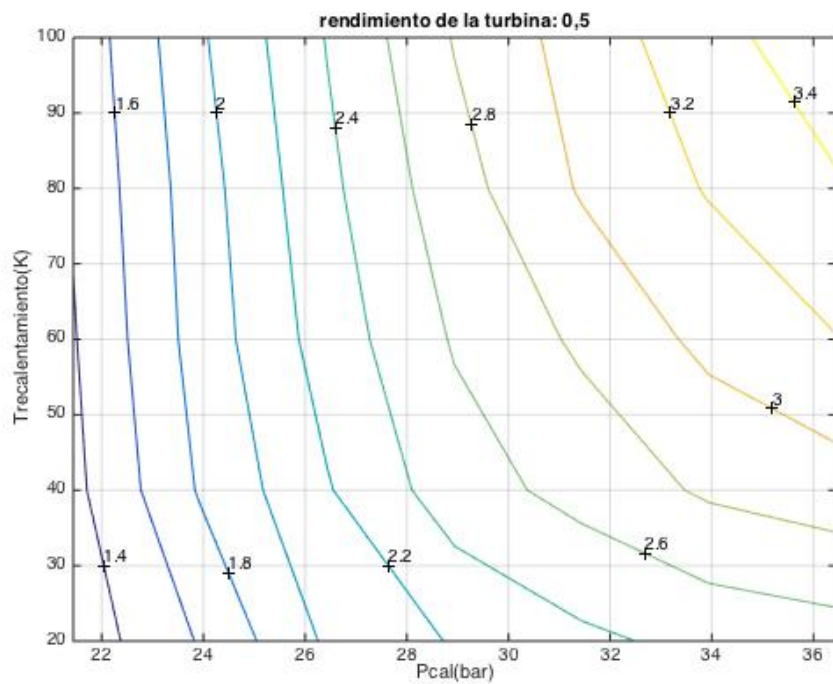


Figura 3.41. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

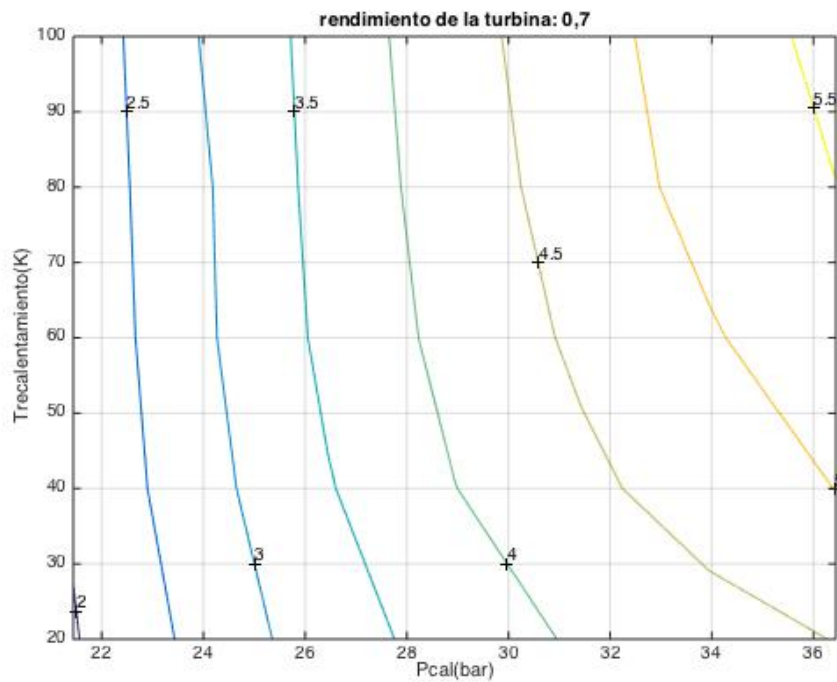


Figura 3.42. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

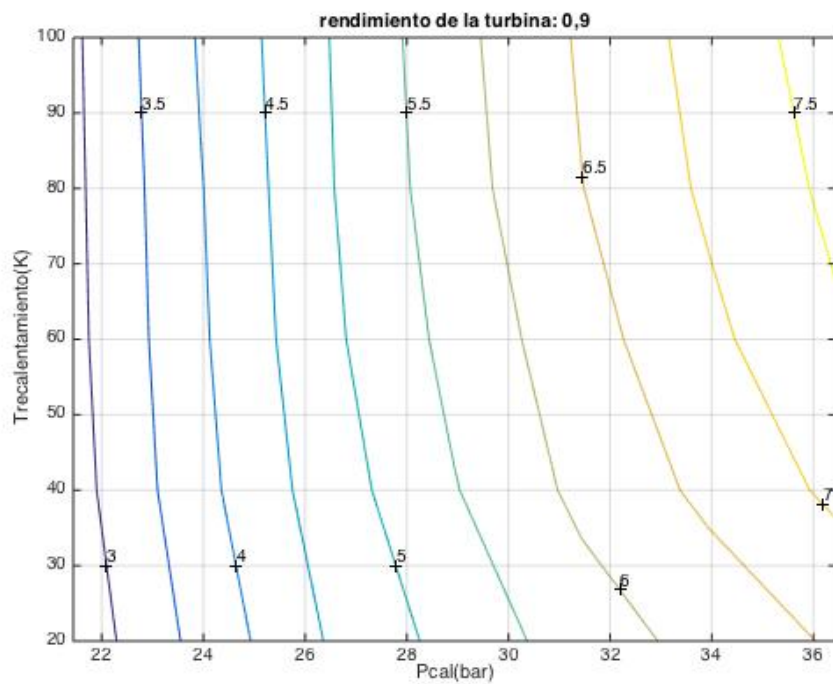


Figura 3.43. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R410A.

3.3.2. 2ª configuración

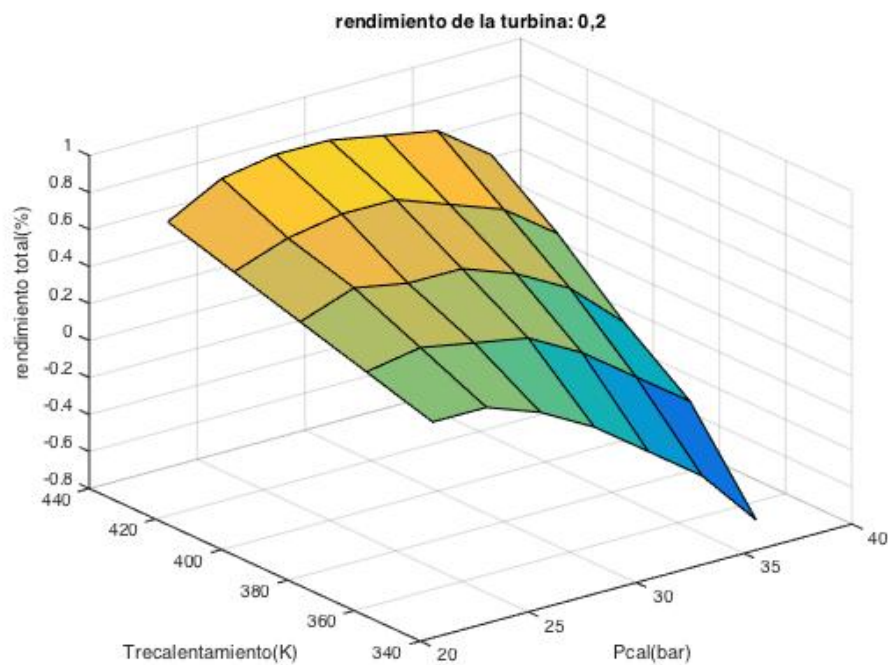


Figura 3.44. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

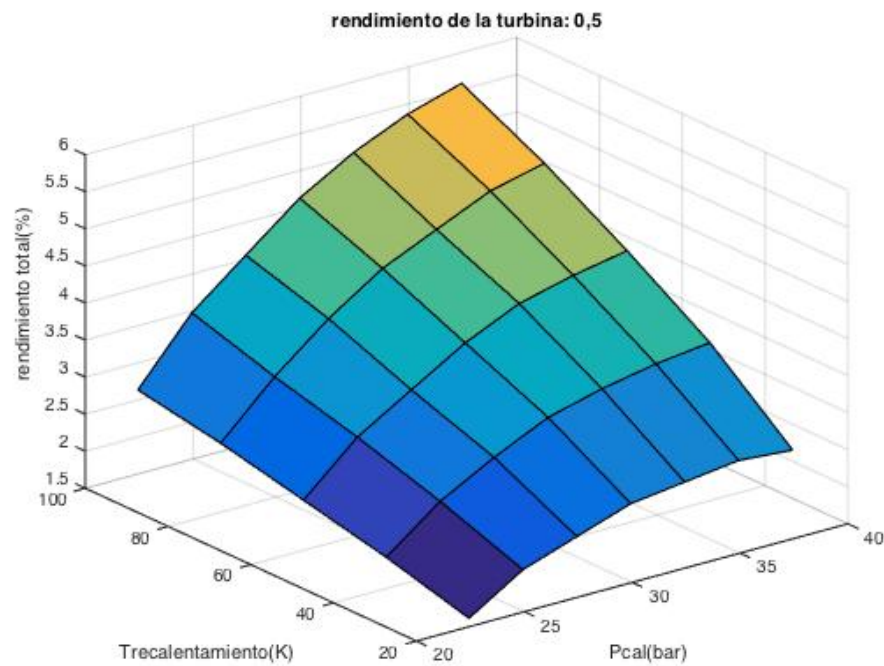


Figura 3.45. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

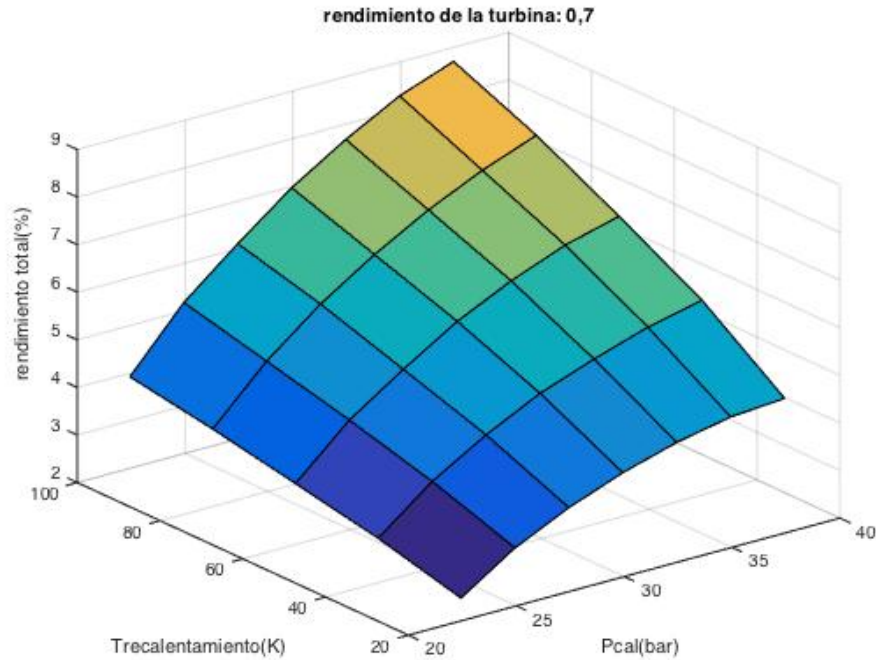


Figura 3.46. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

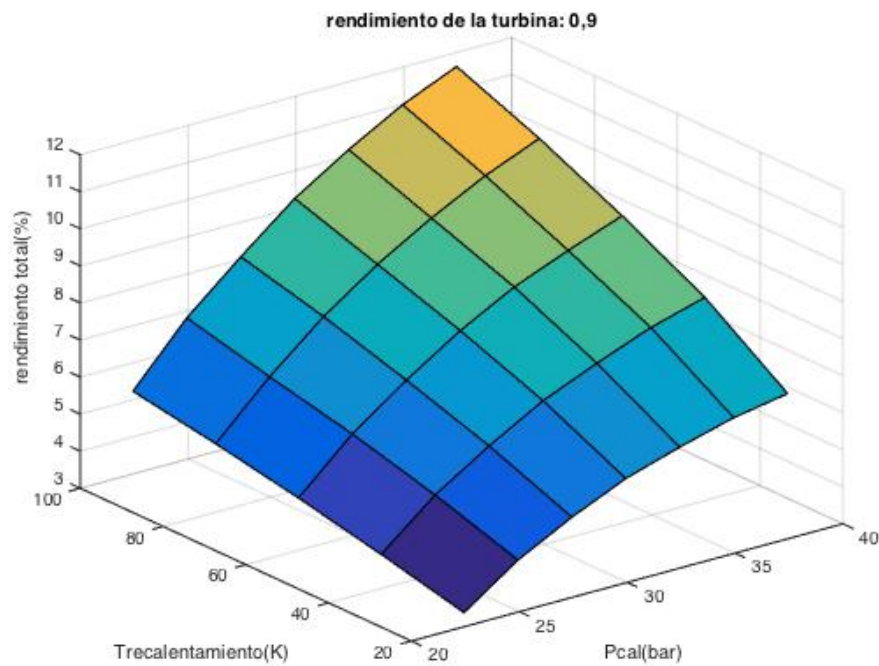


Figura 3.47. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

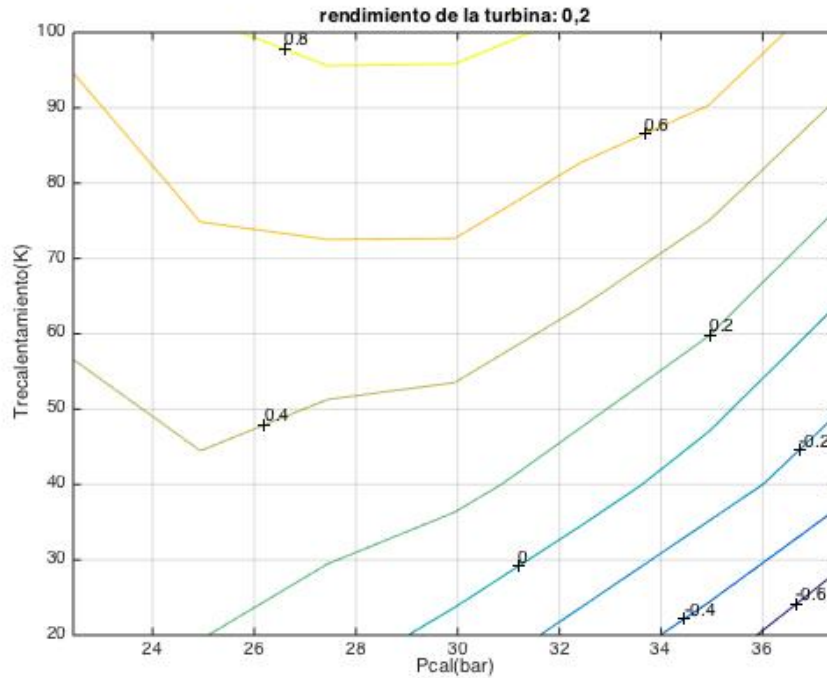


Figura 3.48. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

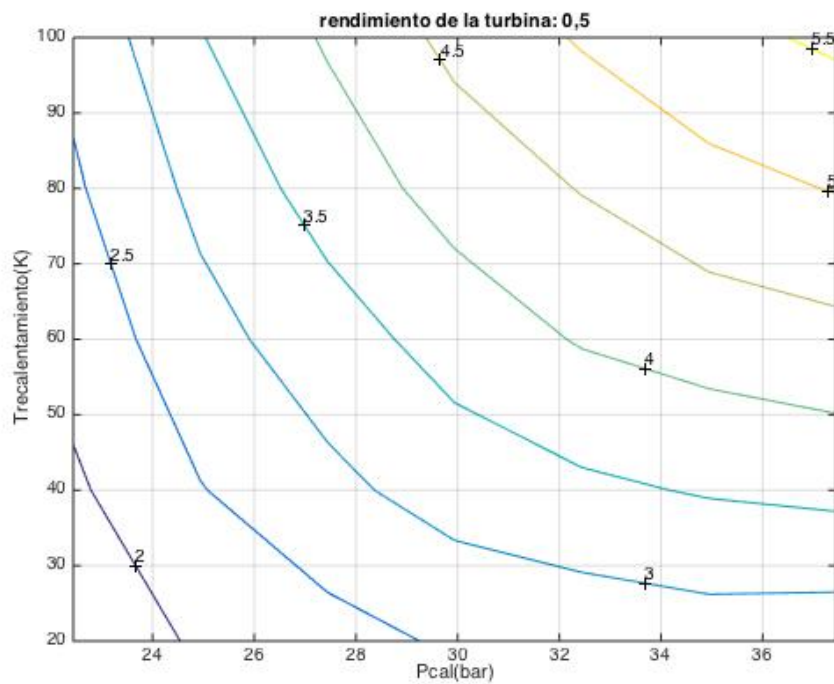


Figura 3.49. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

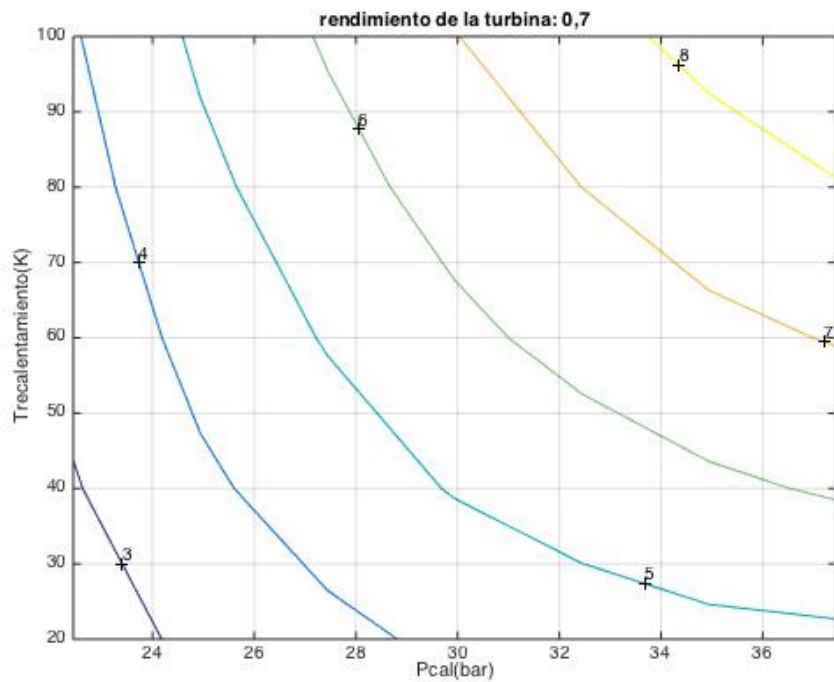


Figura 3.50. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

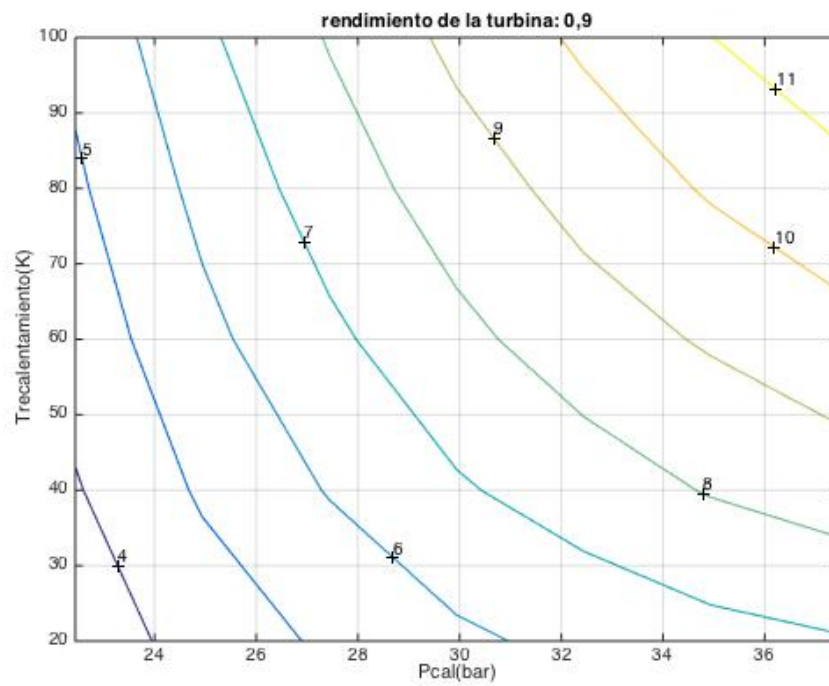


Figura 3.51. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R410A.

3.4. Refrigerante R507A

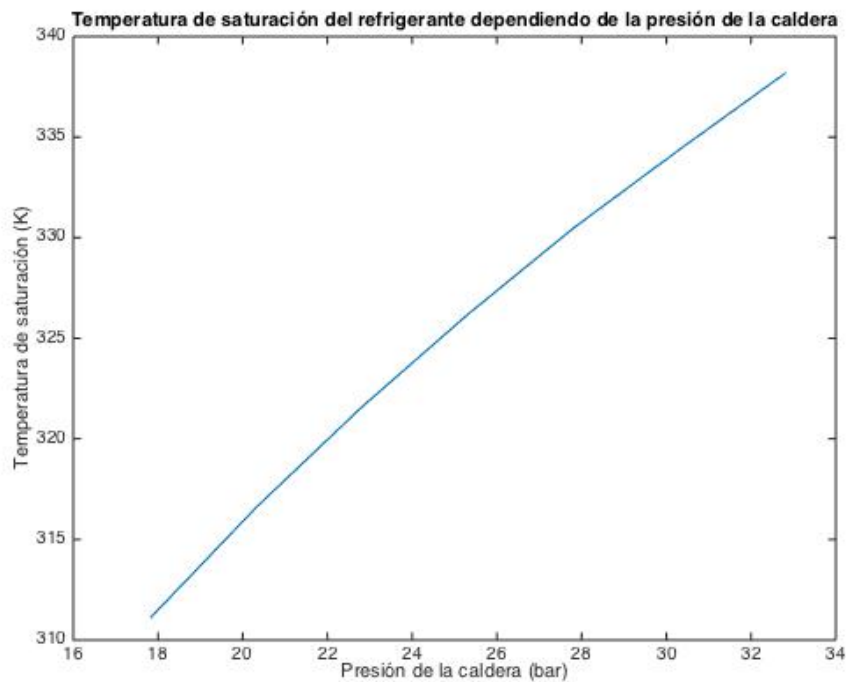


Figura 3.52. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante R507A.

3.4.1. 1ª configuración

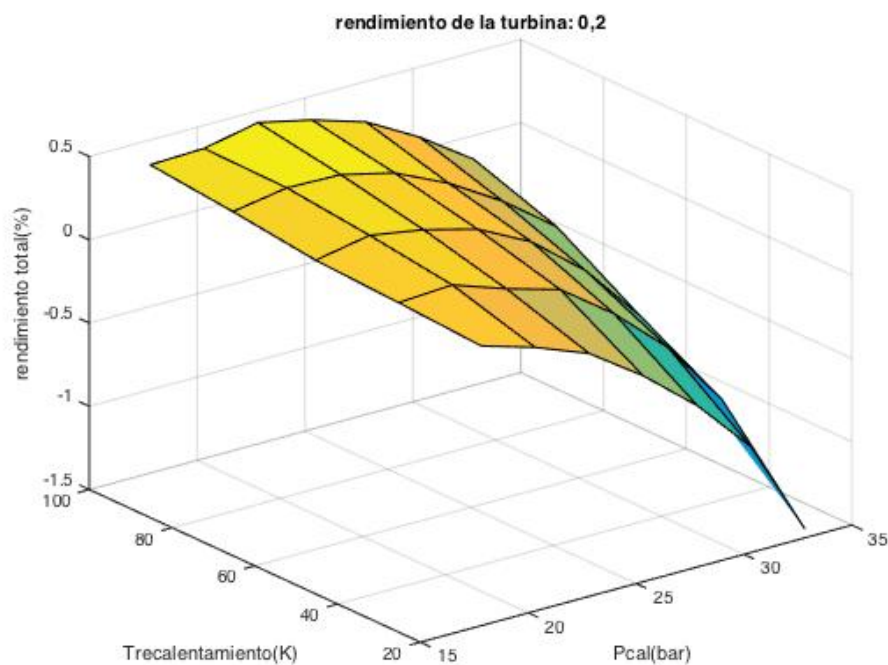


Figura 3.53. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

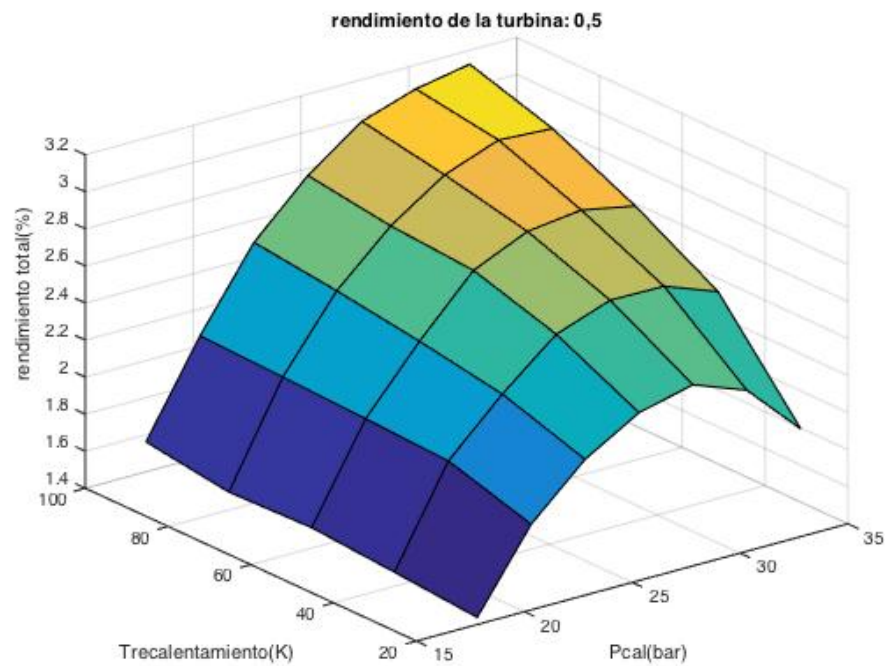


Figura 3.54. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

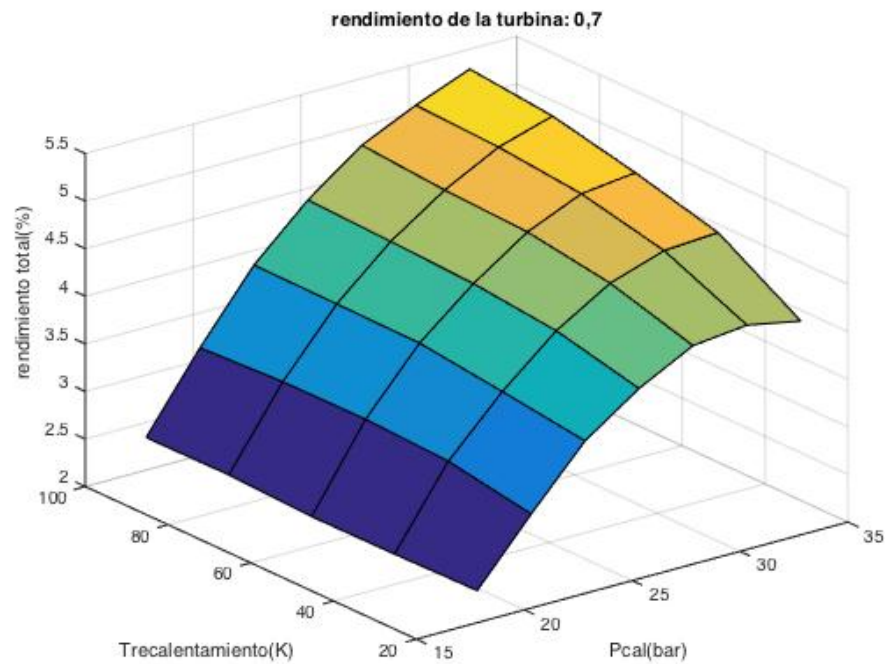


Figura 3.55. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

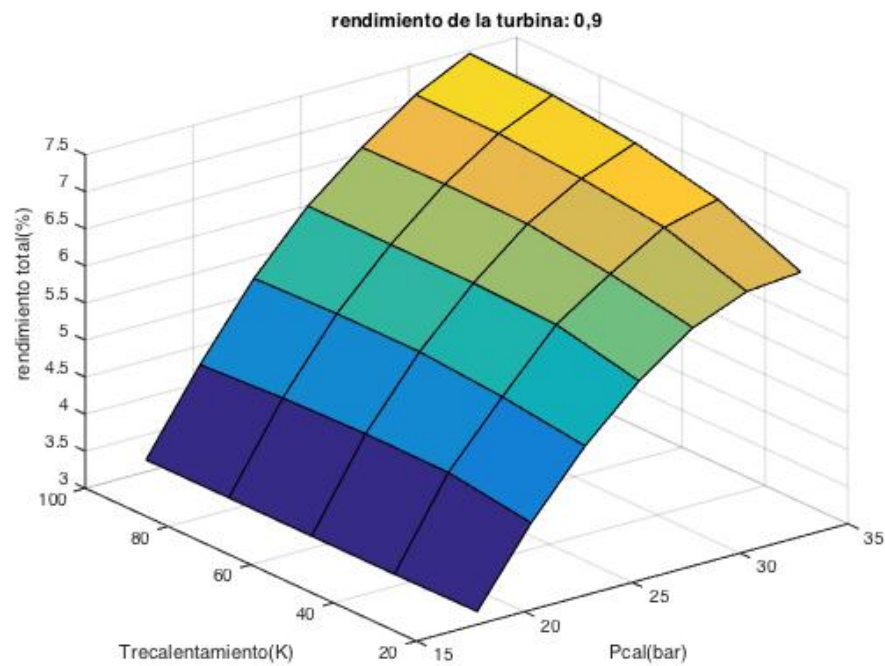


Figura 3.56. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

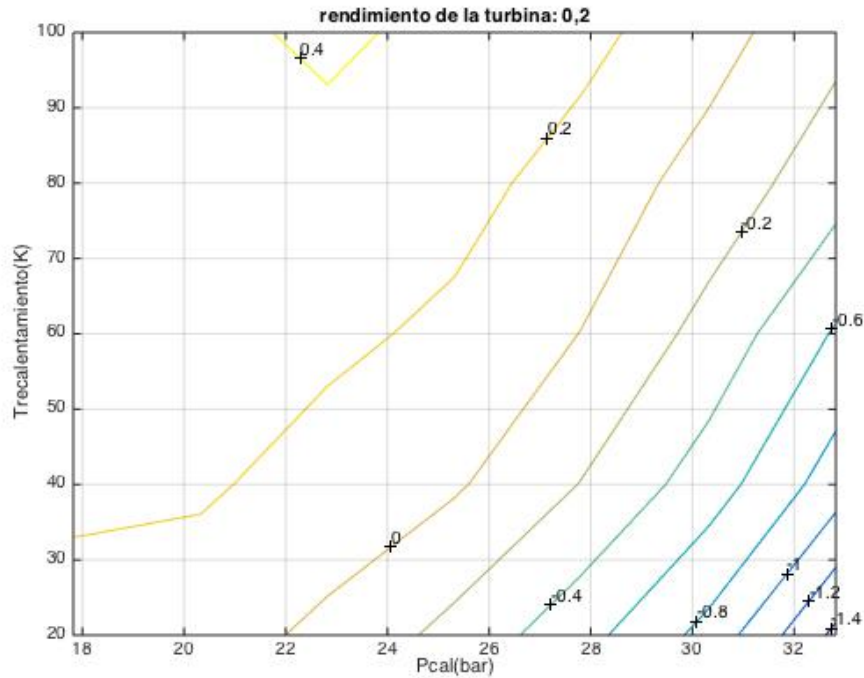


Figura 3.57. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

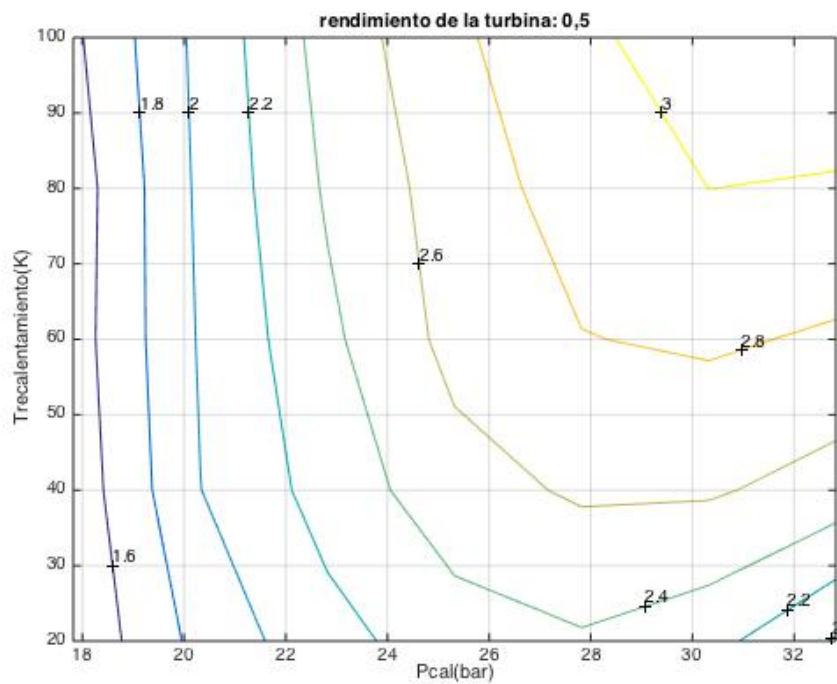


Figura 3.58. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

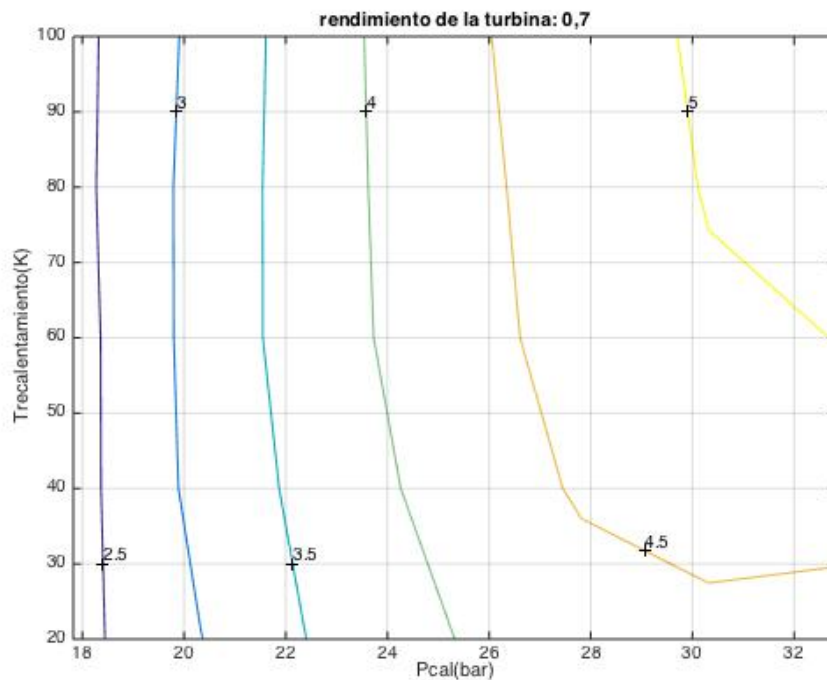


Figura 3.59. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

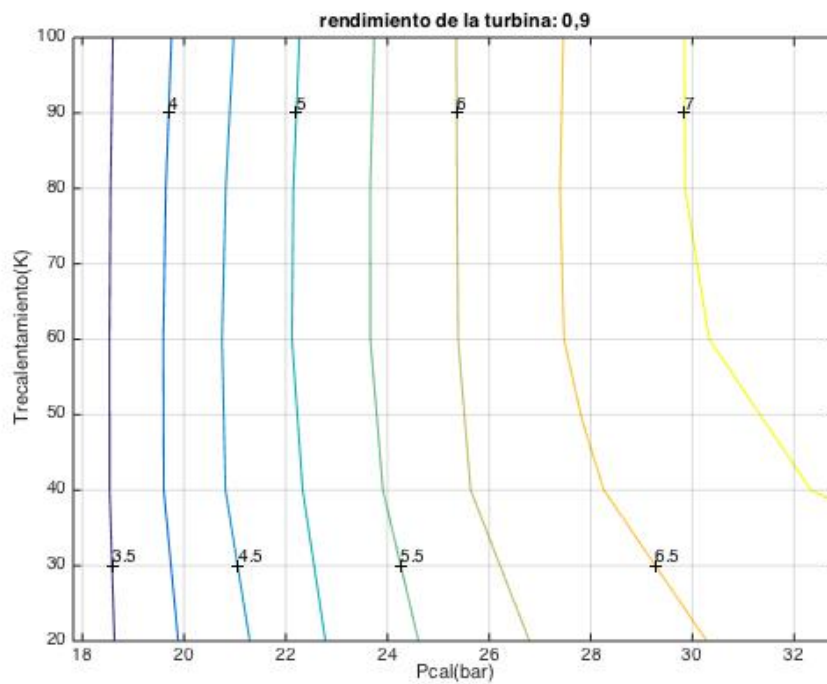


Figura 3.60. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R507A.

3.4.2. 2ª configuración

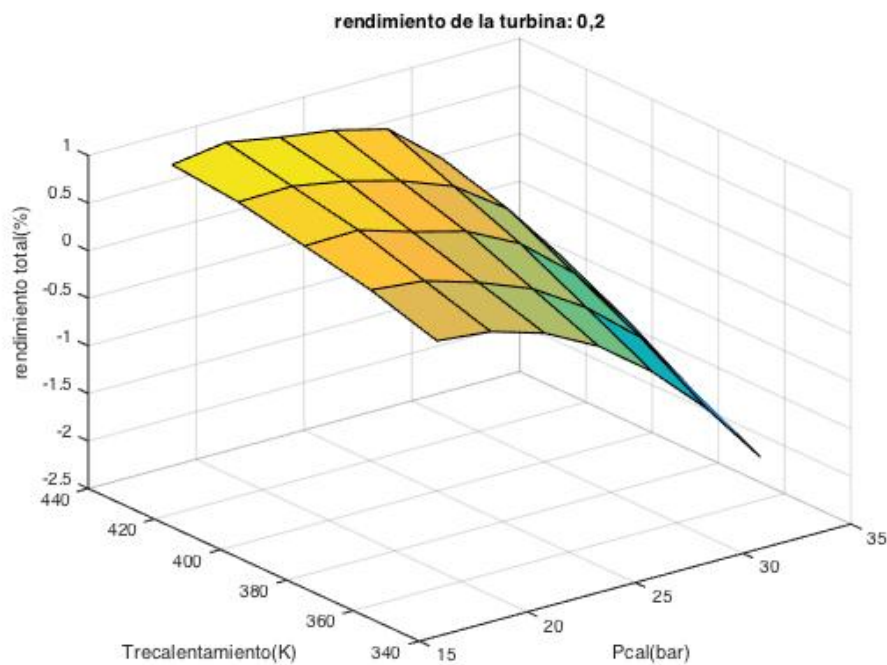


Figura 3.61. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

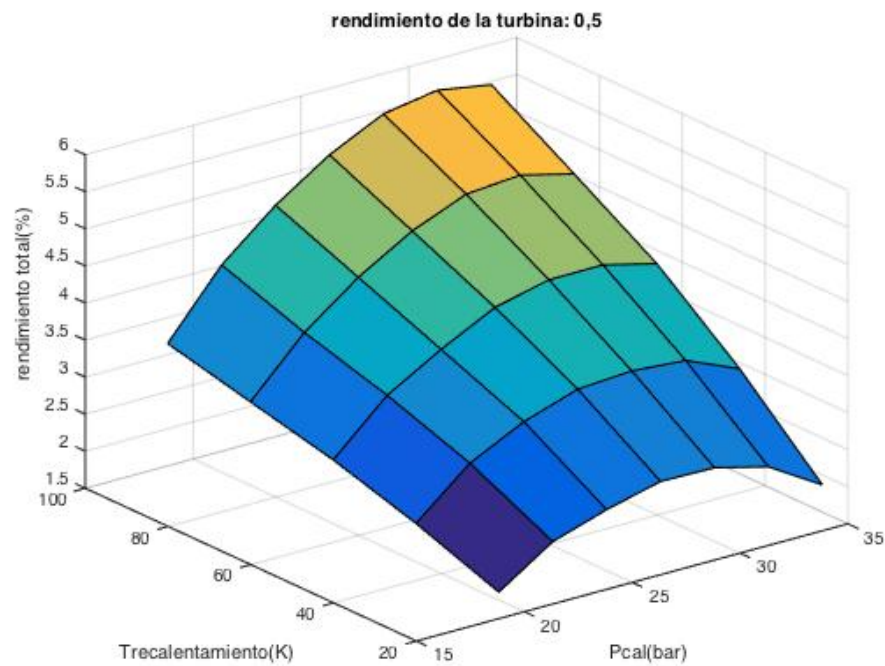


Figura 3.62. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

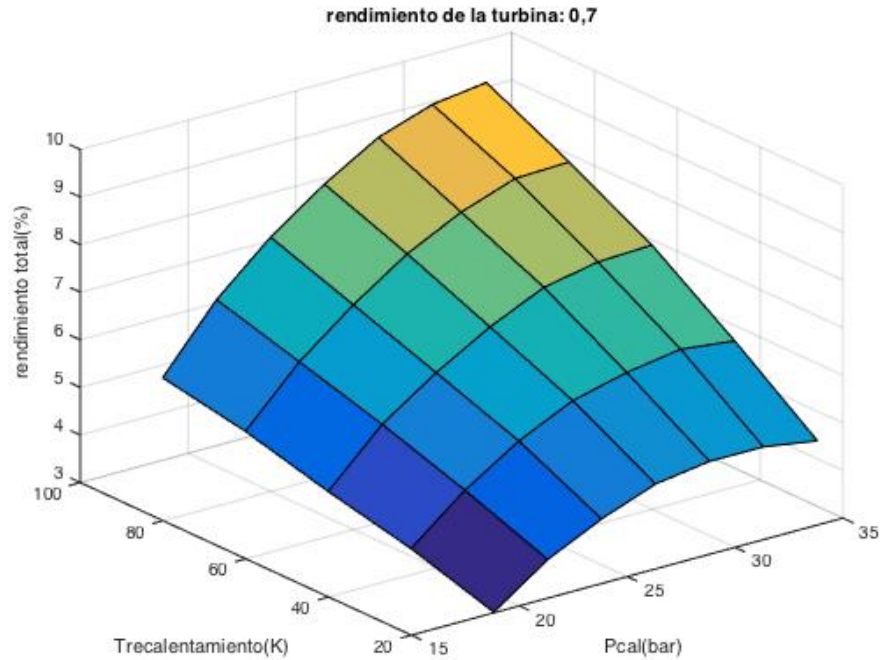


Figura 3.63. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A

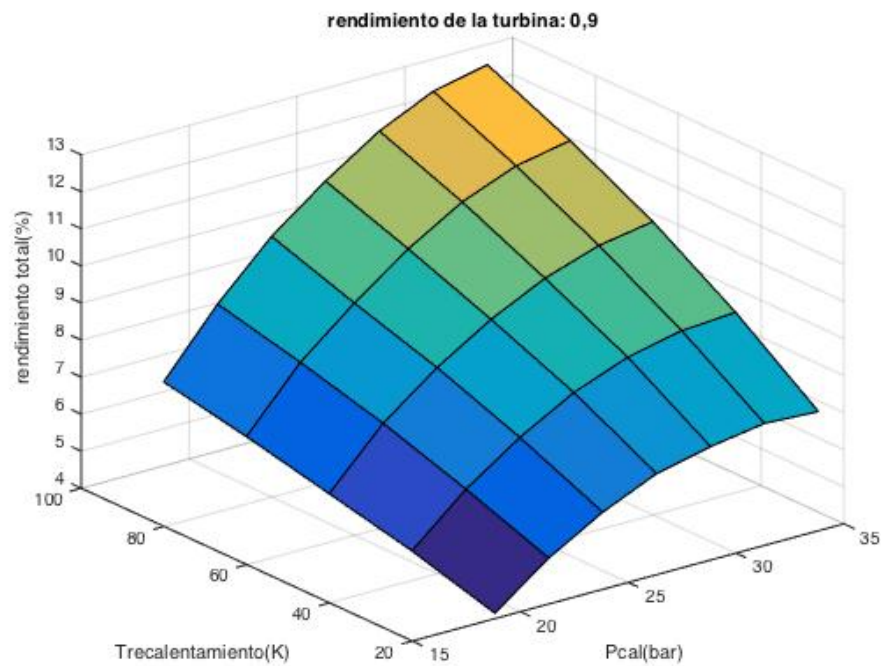


Figura 3.64. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

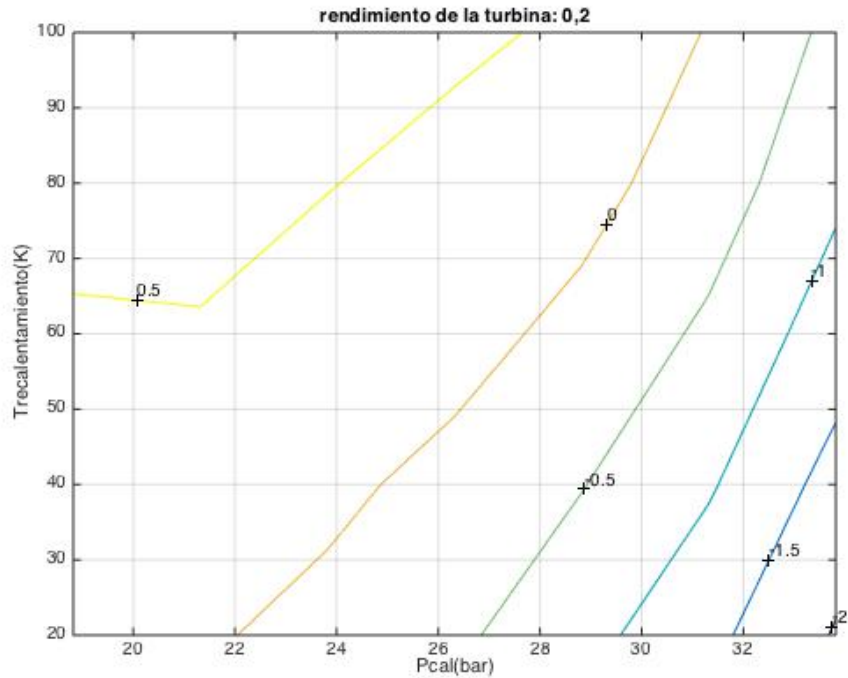


Figura 3.65. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

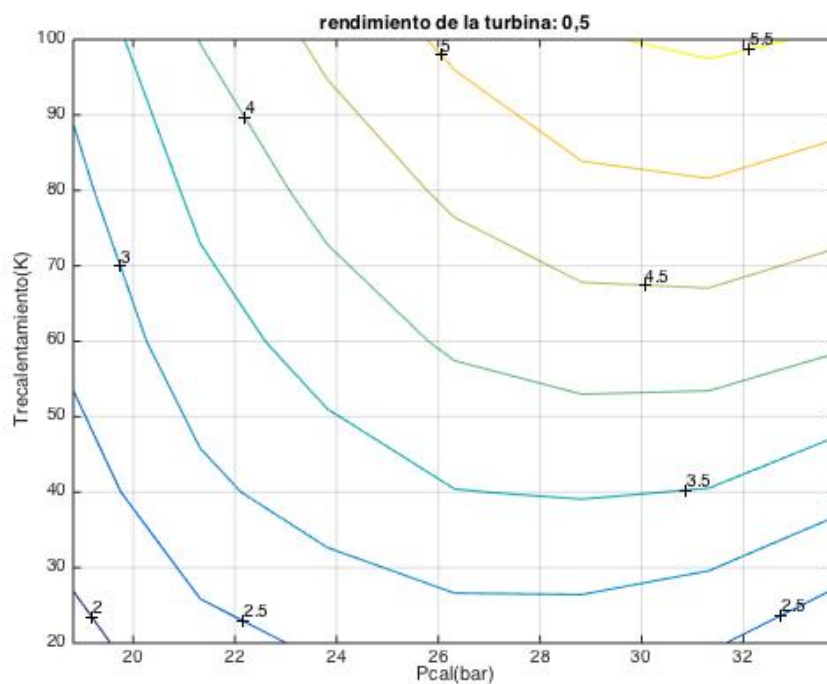


Figura 3.66. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

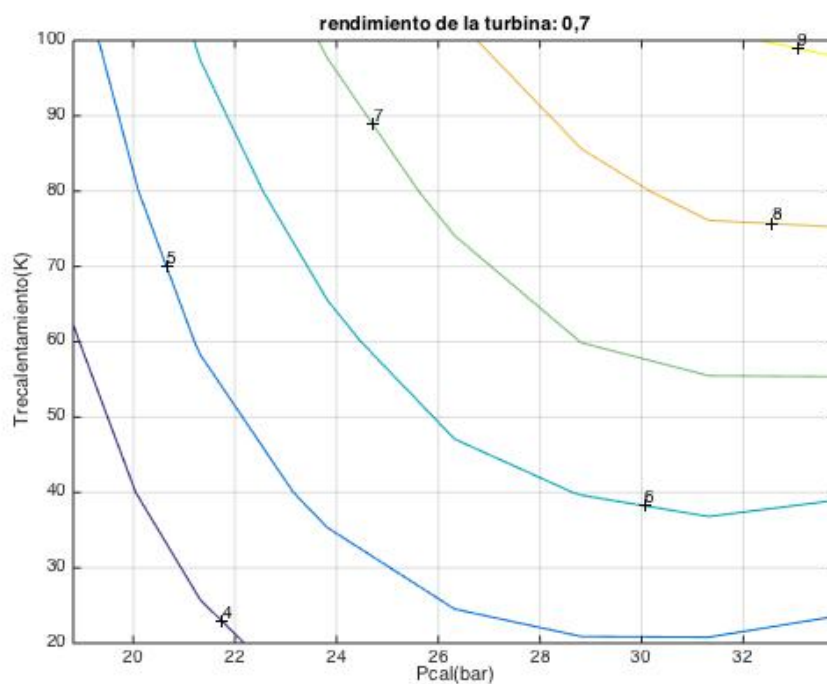


Figura 3.67. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

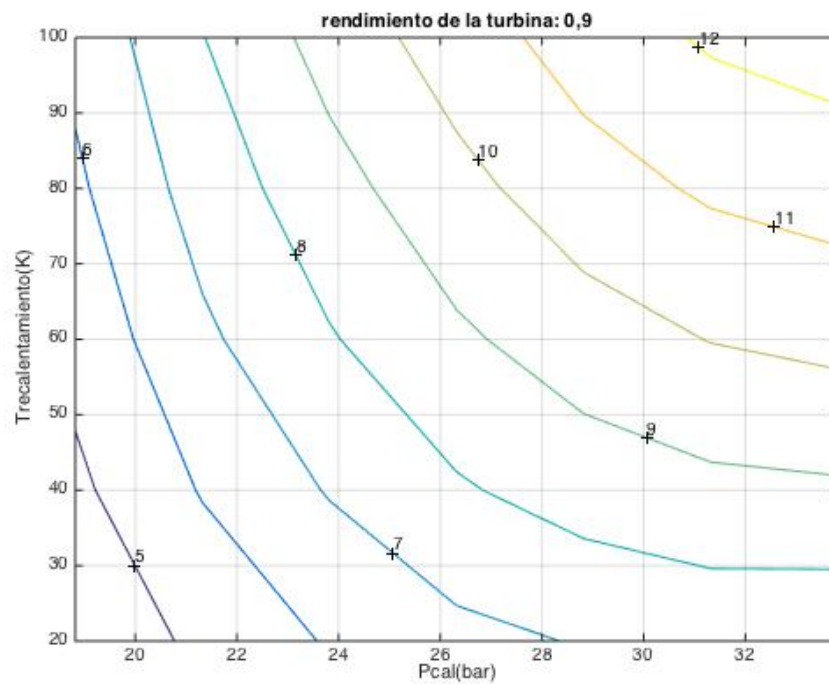


Figura 3.68. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R507A.

3.5. Refrigerante R600a

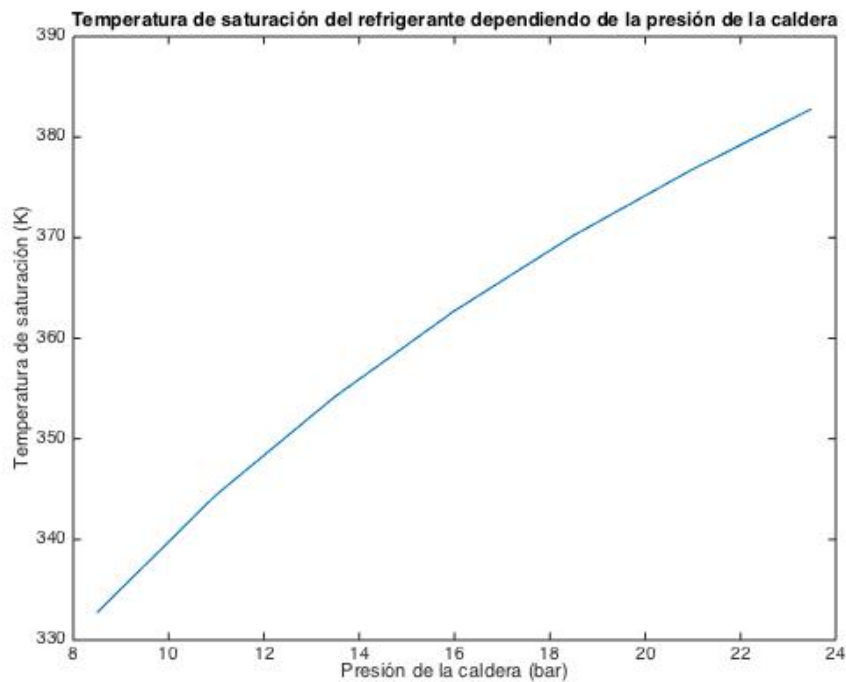


Figura 3.39. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante R600a.

3.5.1. 1ª configuración

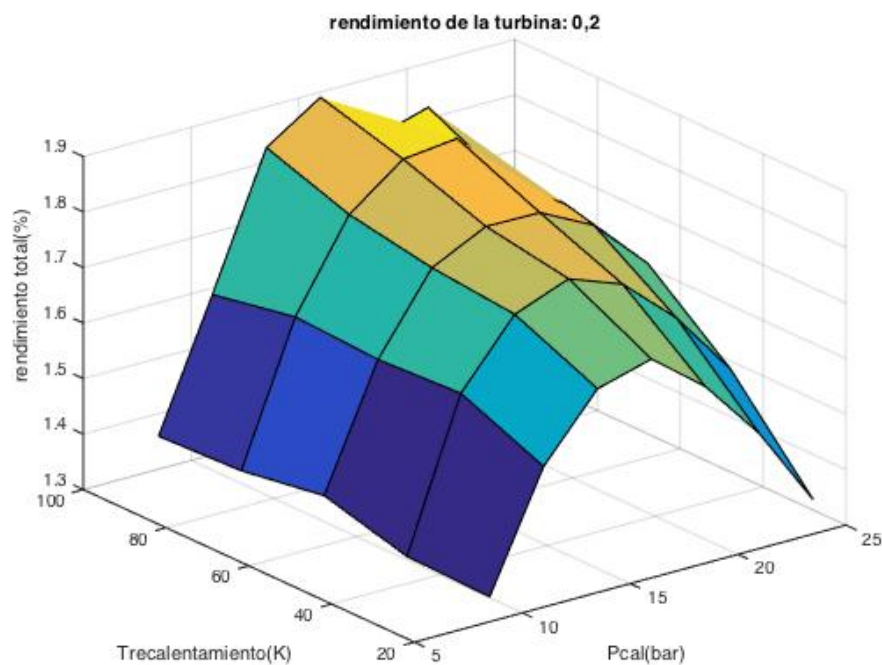


Figura 3.70. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

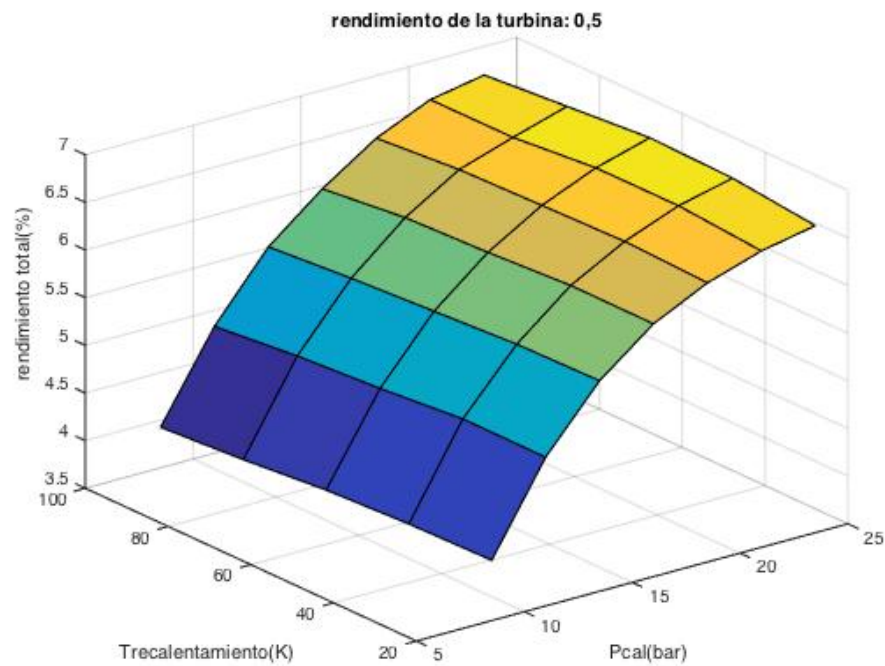


Figura 3.71. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

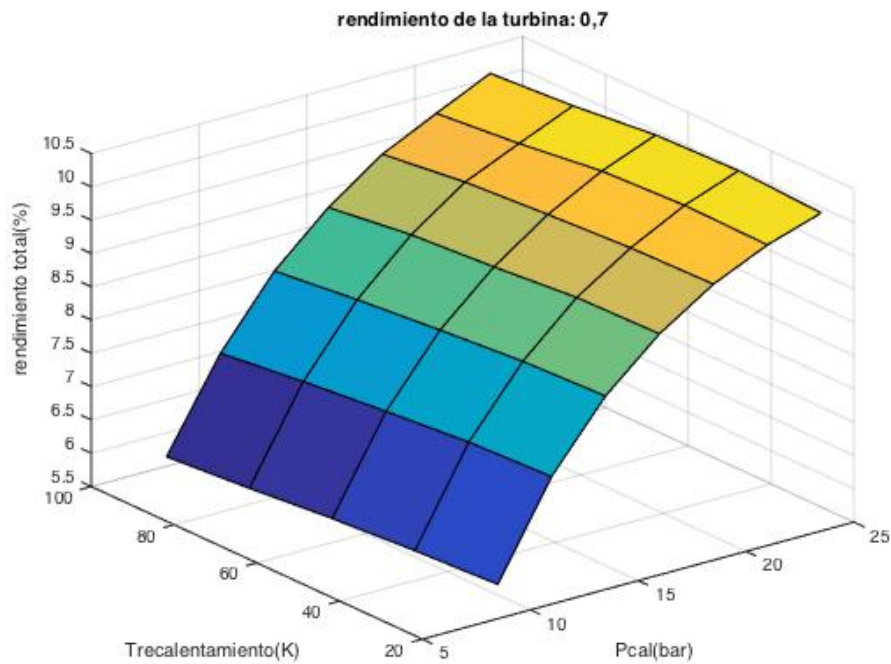


Figura 3.72. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

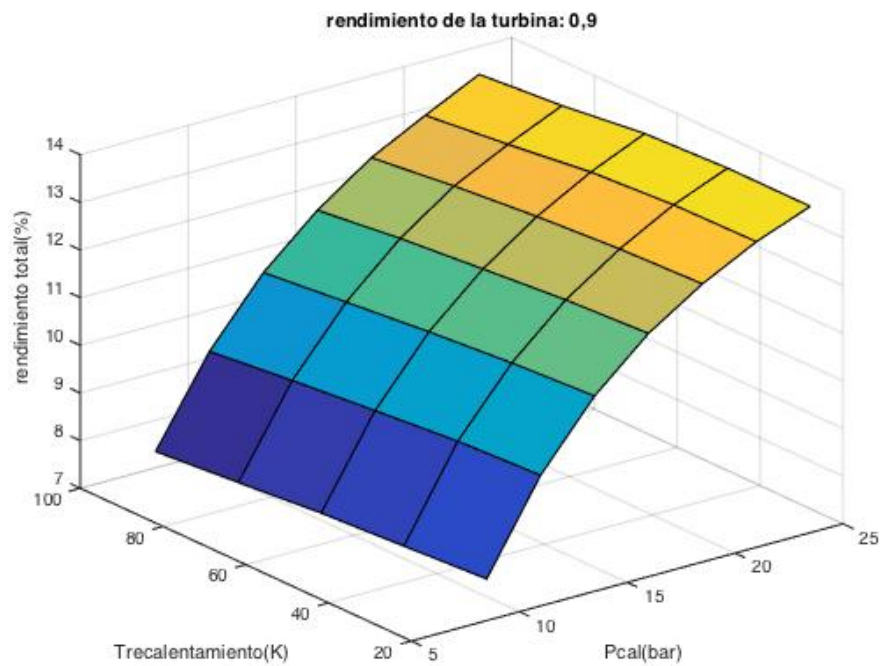


Figura 3.73. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

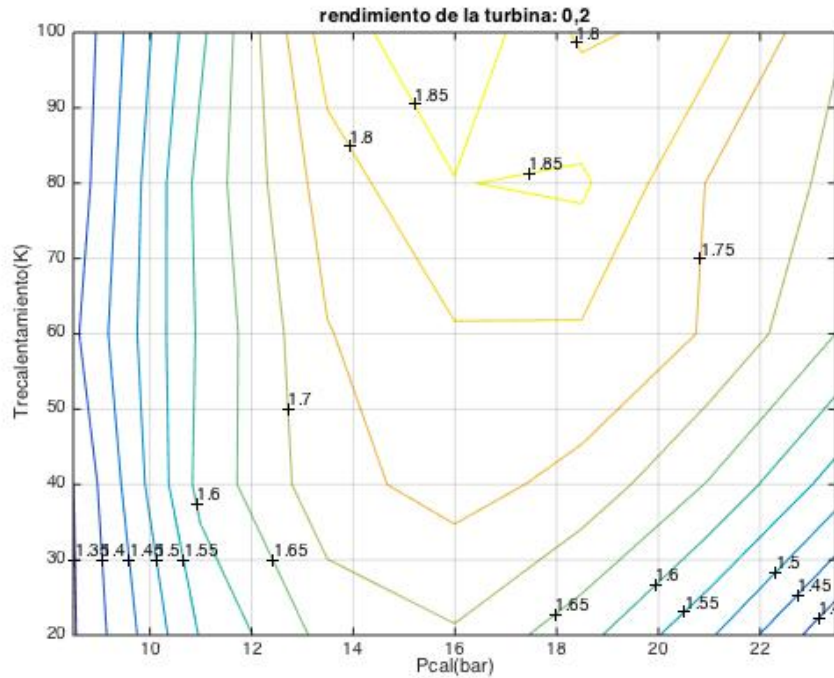


Figura 3.74. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

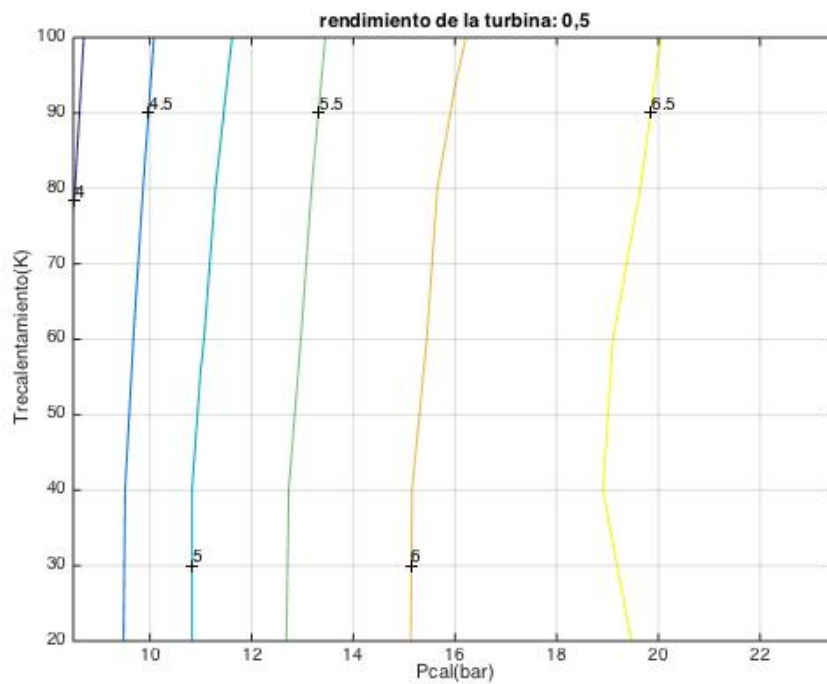


Figura 3.75. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

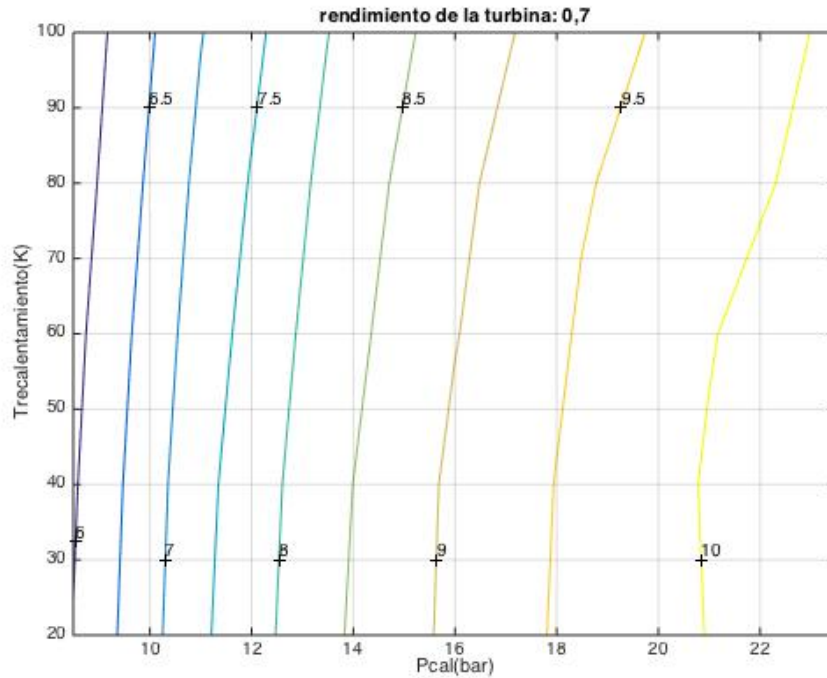


Figura 3.76. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

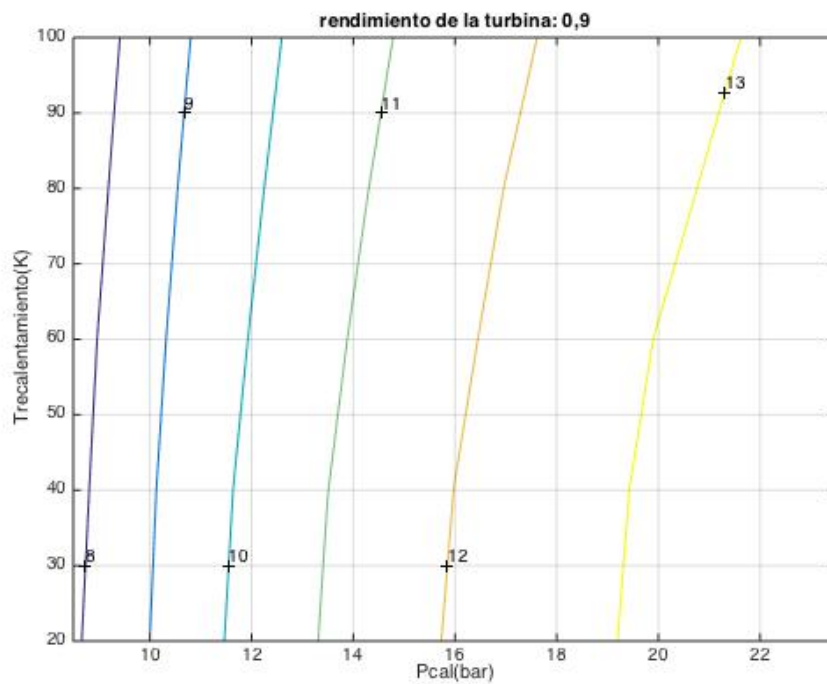


Figura 3.77. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R600a.

3.5.2. 2ª configuración

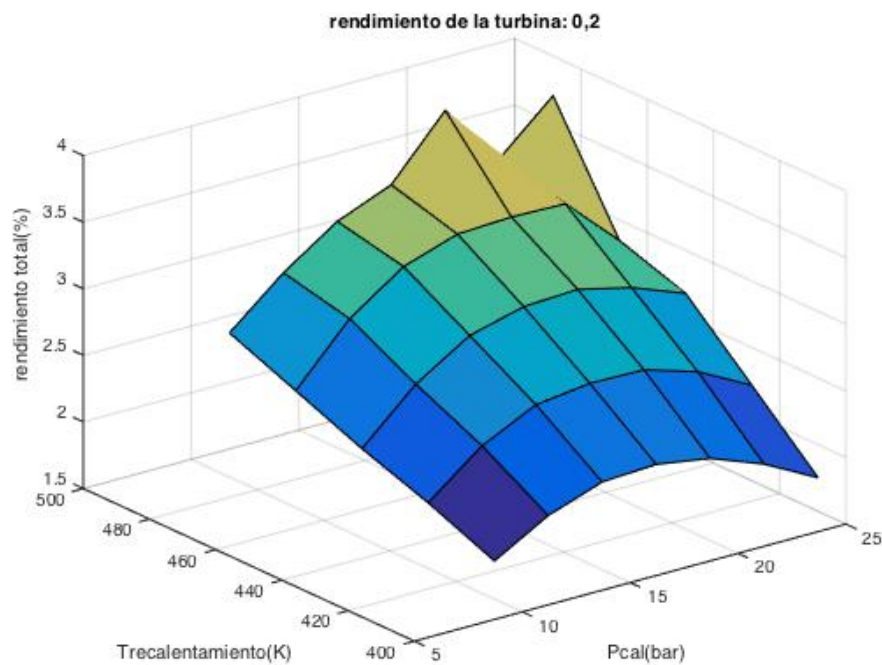


Figura 3.78. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

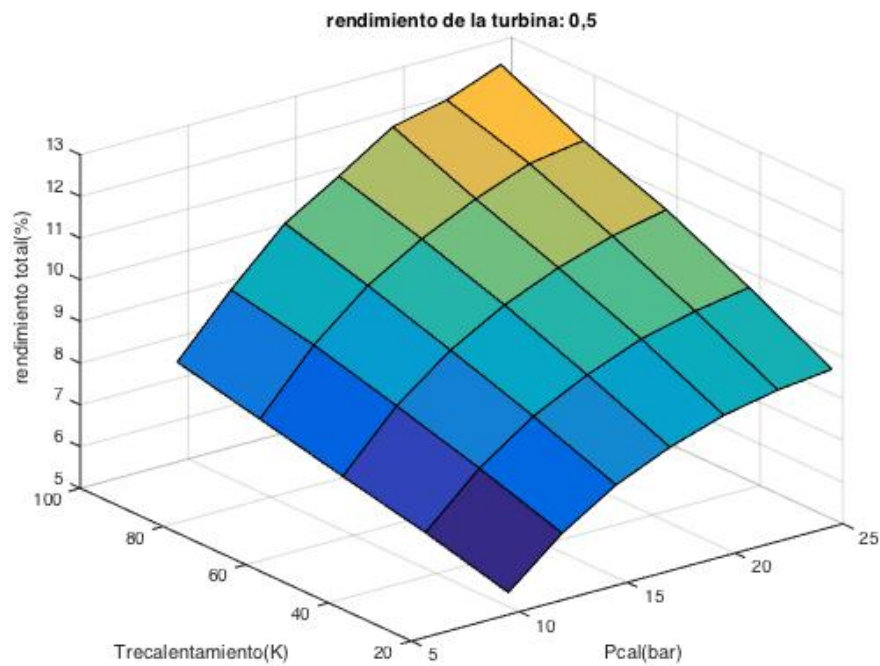


Figura 3.79. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

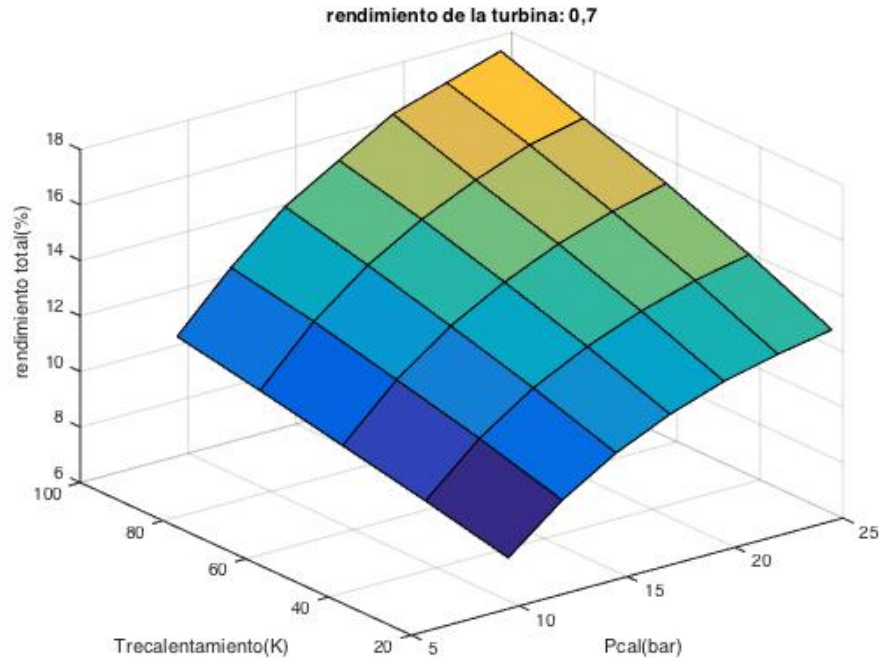


Figura 3.80. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

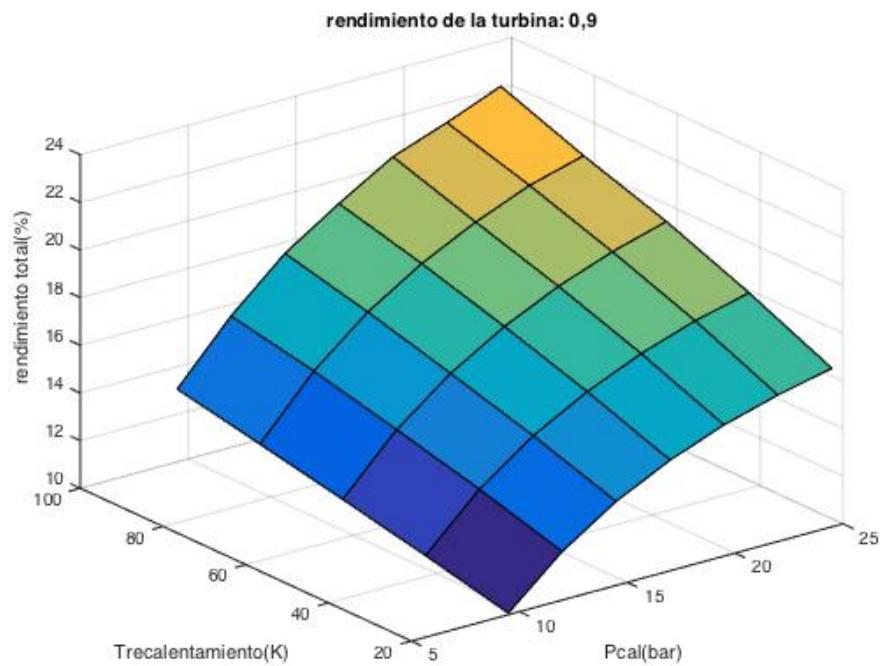


Figura 3.81. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

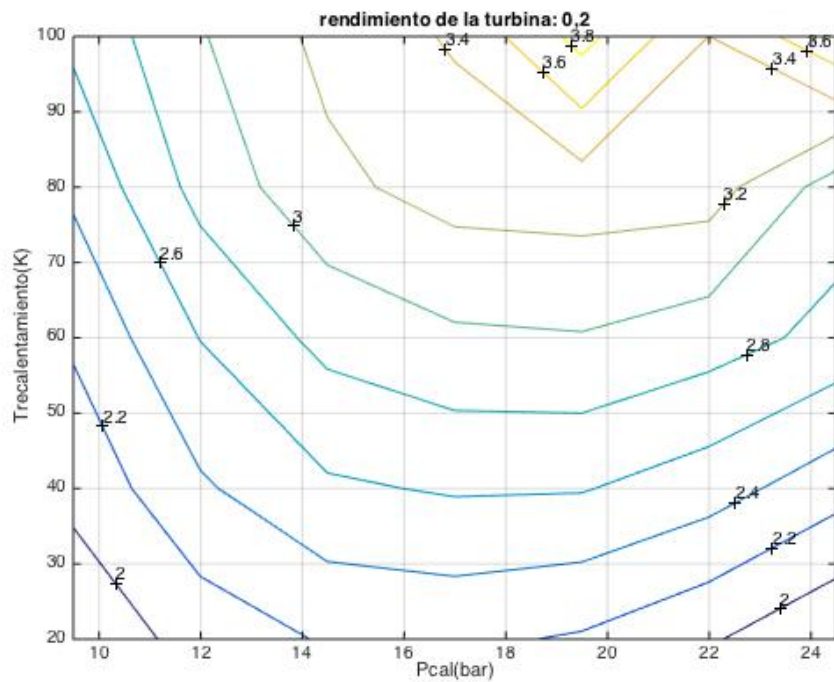


Figura 3.82. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

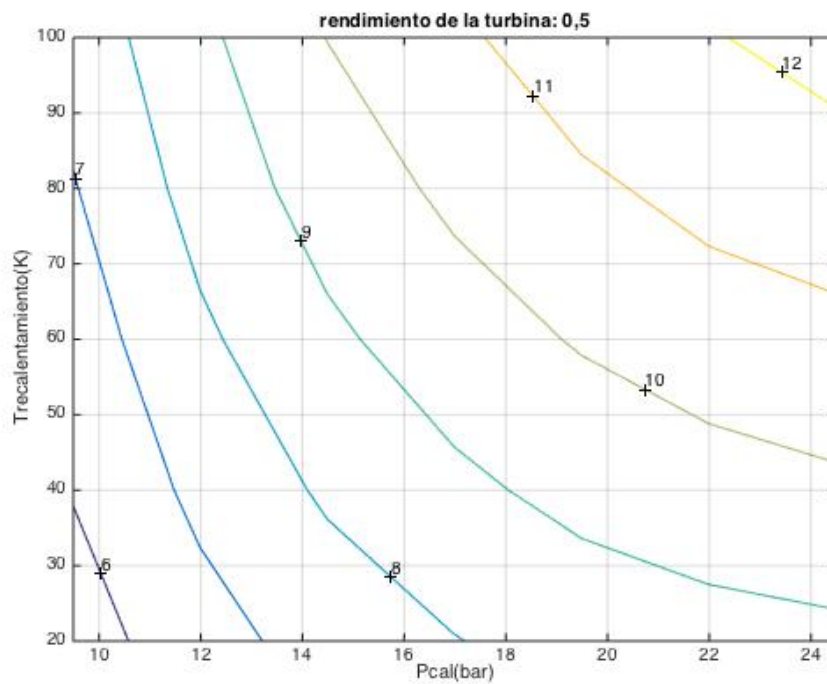


Figura 3.83. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

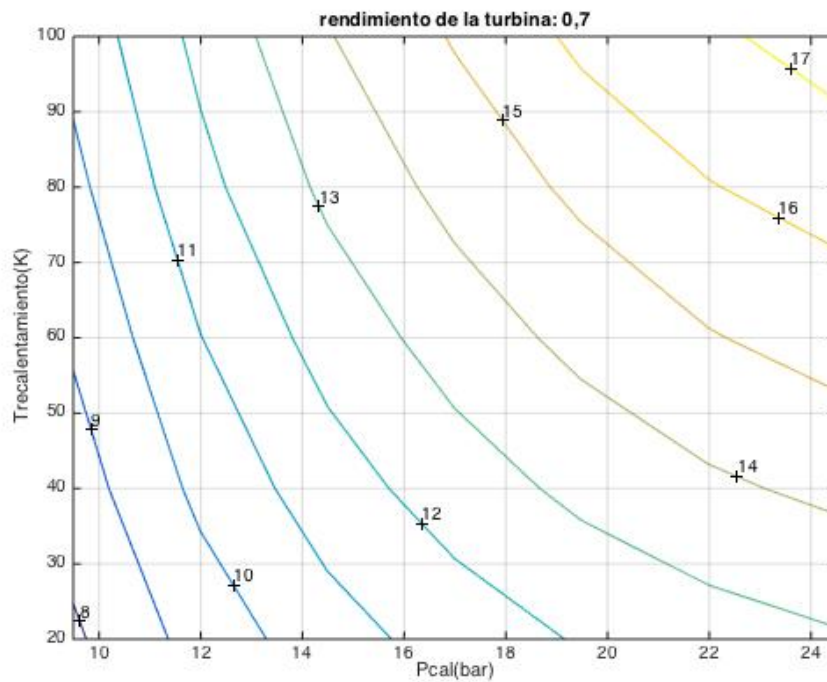


Figura 3.84. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

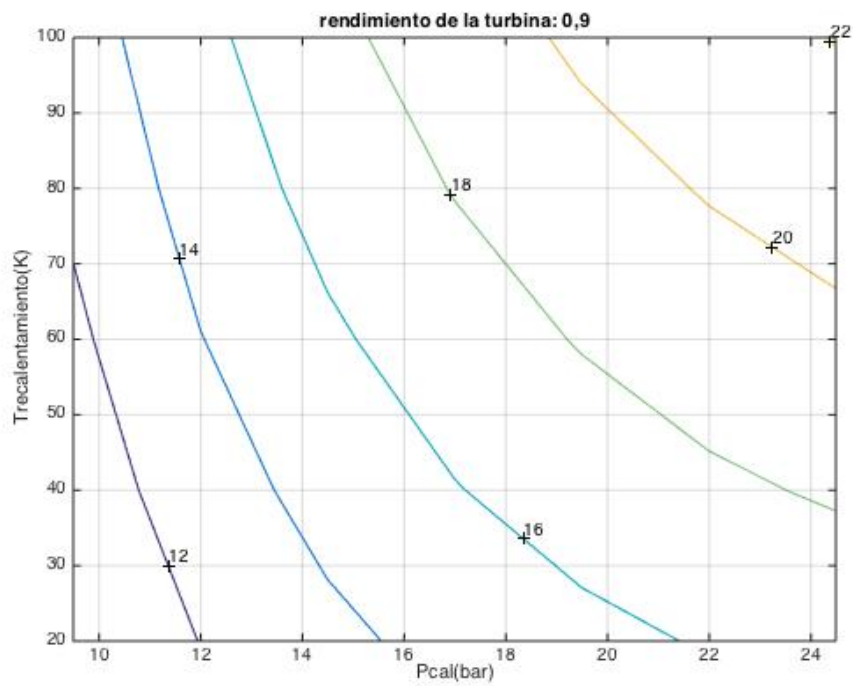


Figura 3.85. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R600a.

3.6. Refrigerante R718

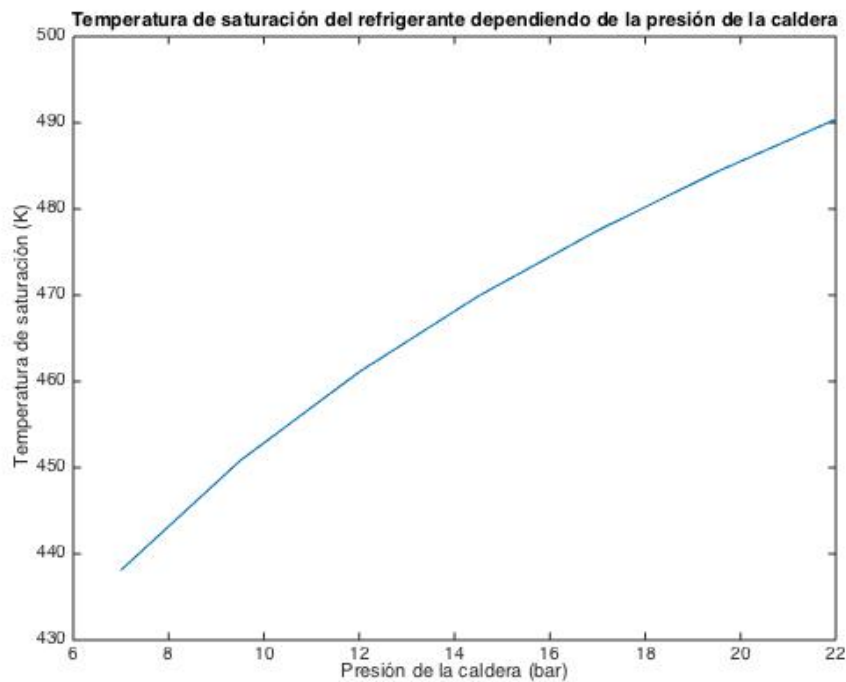


Figura 3.86. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante R718.

3.6.1. 1ª configuración

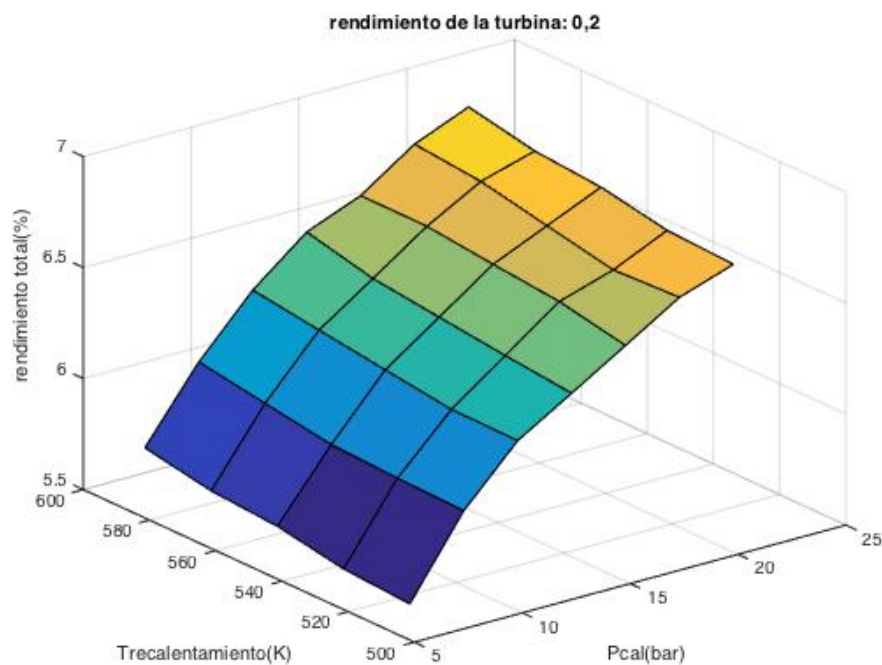


Figura 3.87. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

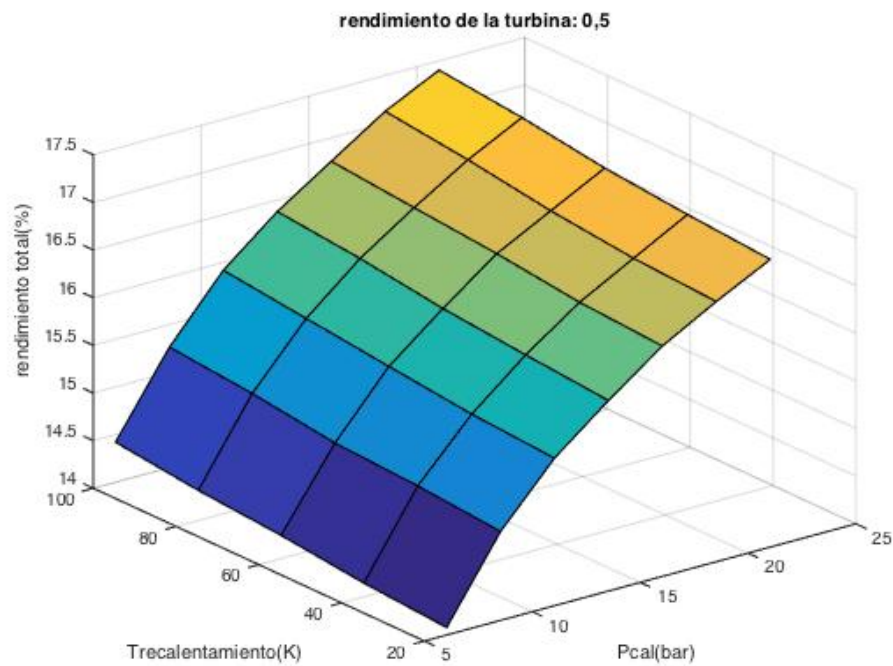


Figura 3.88. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

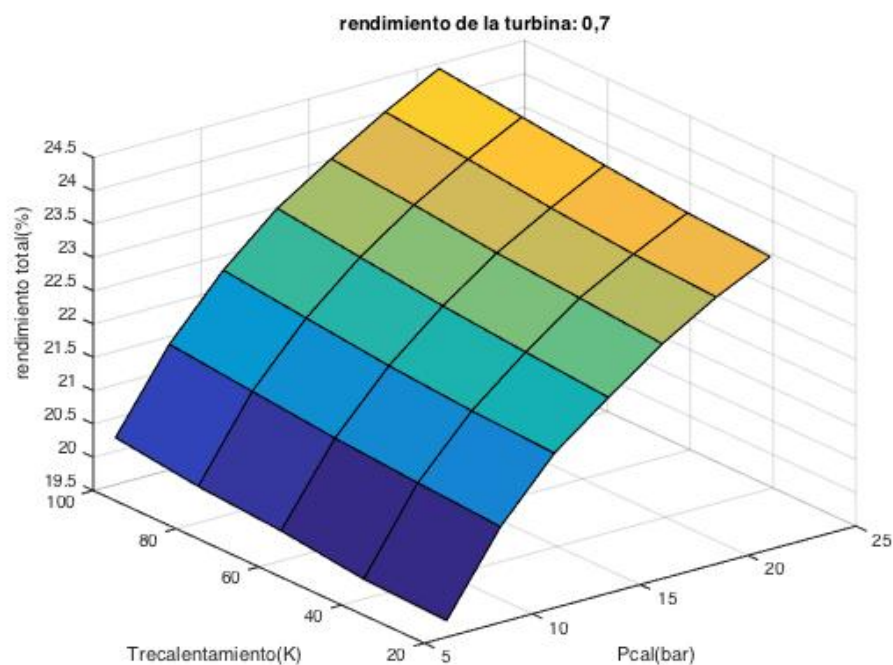


Figura 3.89. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

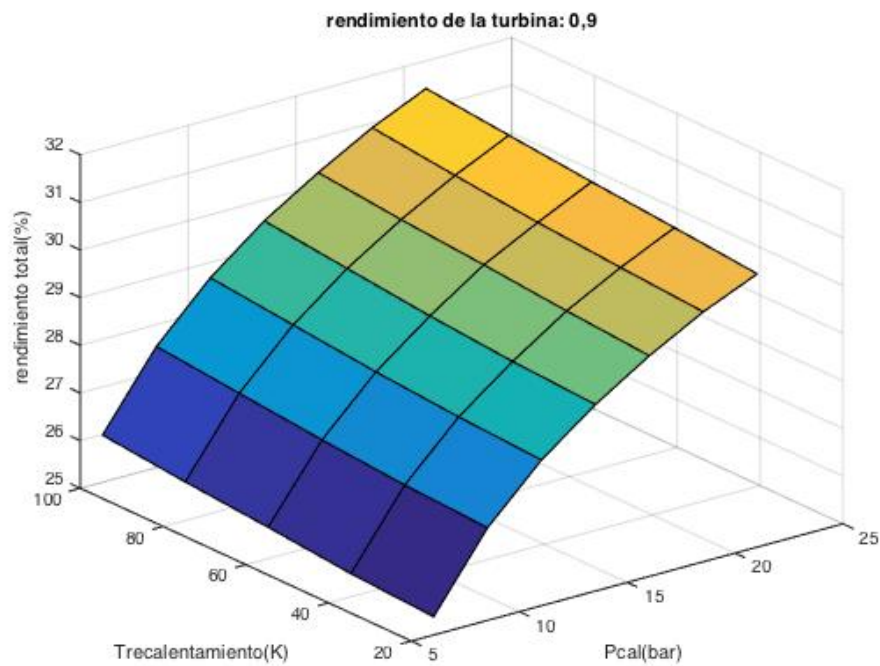


Figura 3.90. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

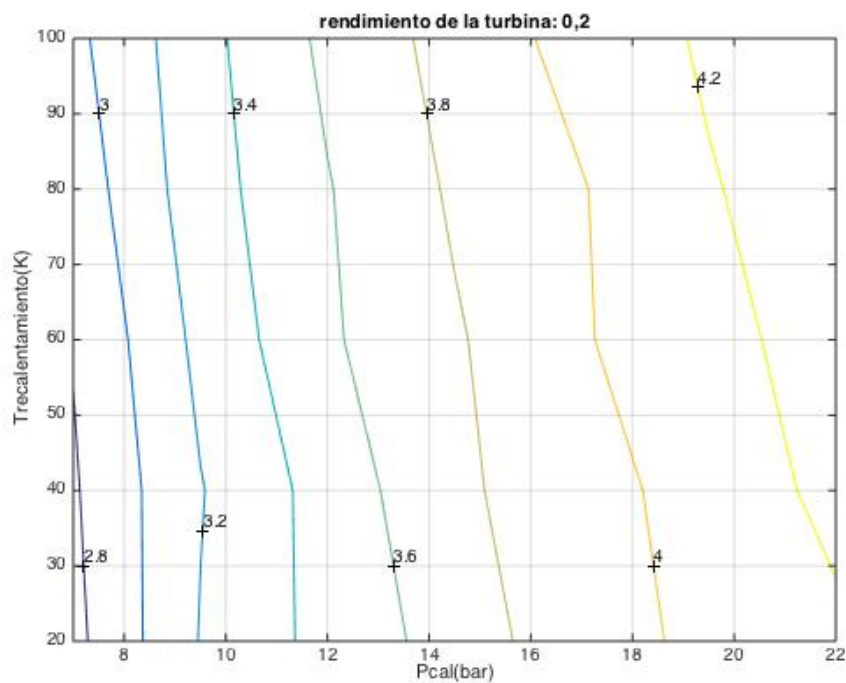


Figura 3.91. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

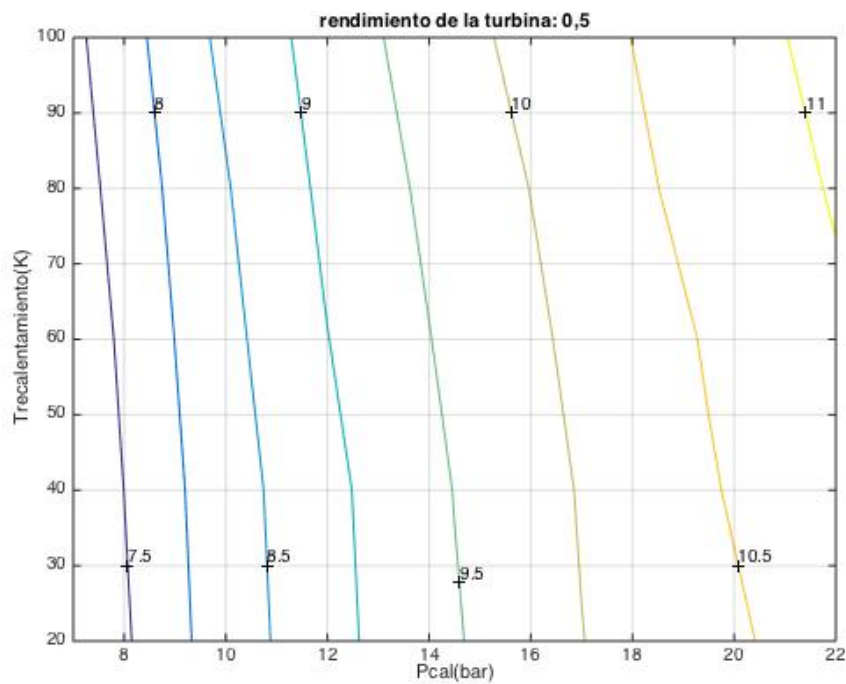


Figura 3.92. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

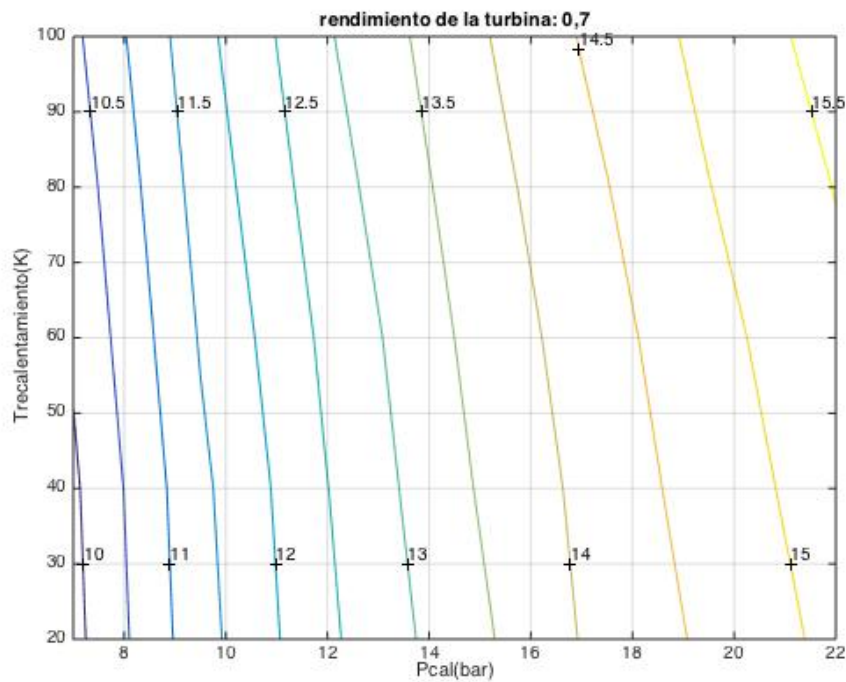


Figura 3.93. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

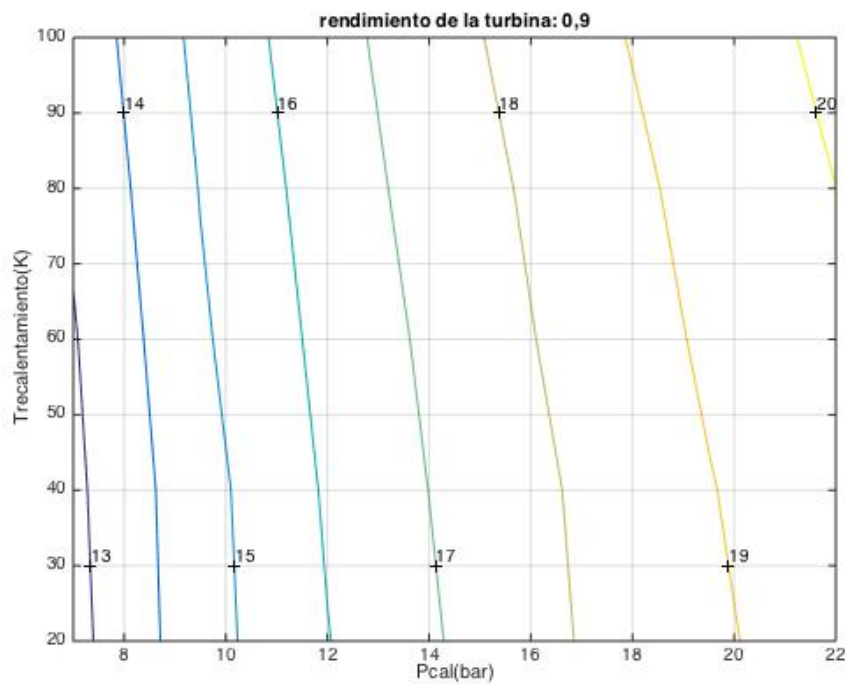


Figura 3.94. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante R718.

3.6.2. 2ª configuración

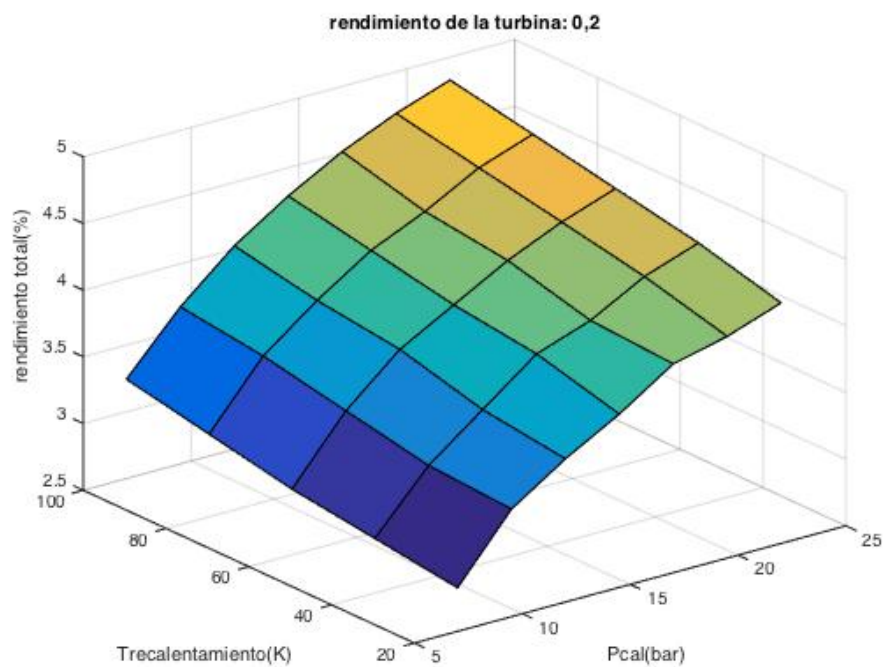


Figura 3.95. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

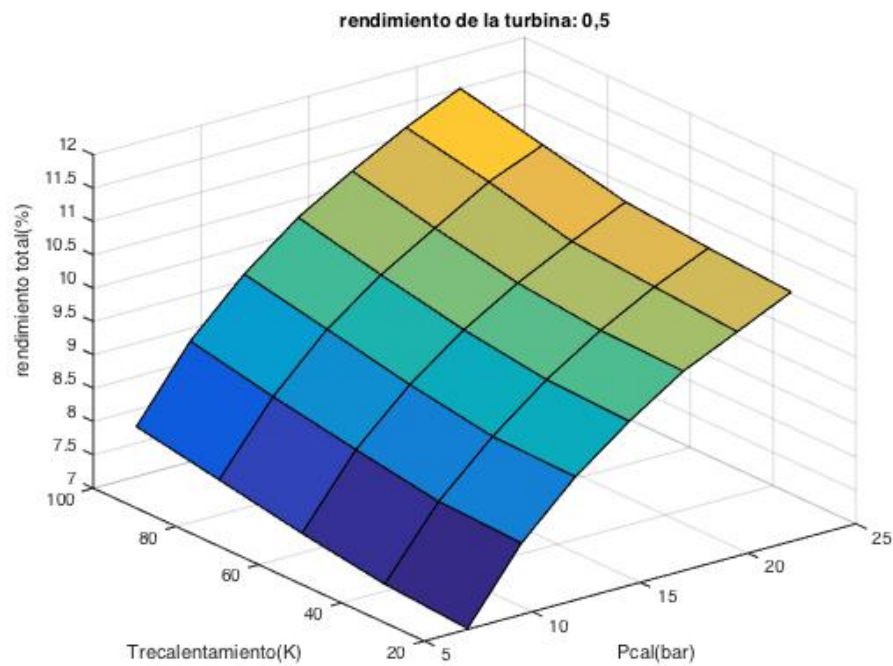


Figura 3.96. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

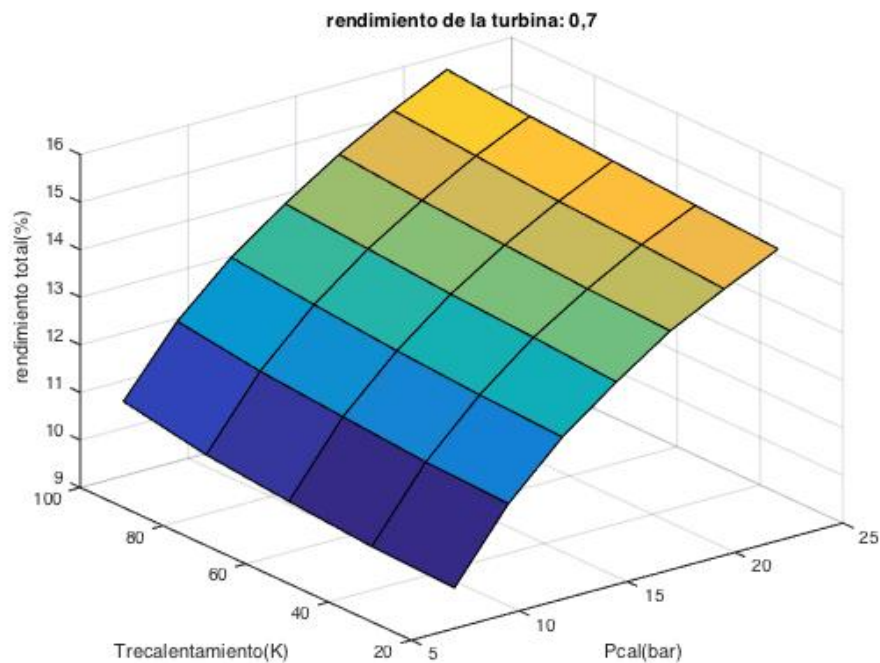


Figura 3.97. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

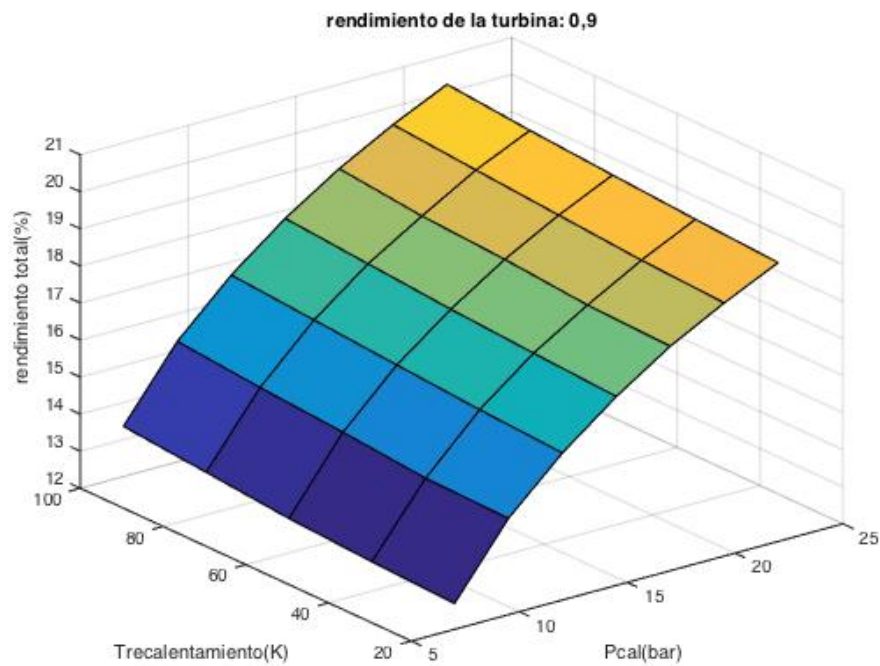


Figura 3.98. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

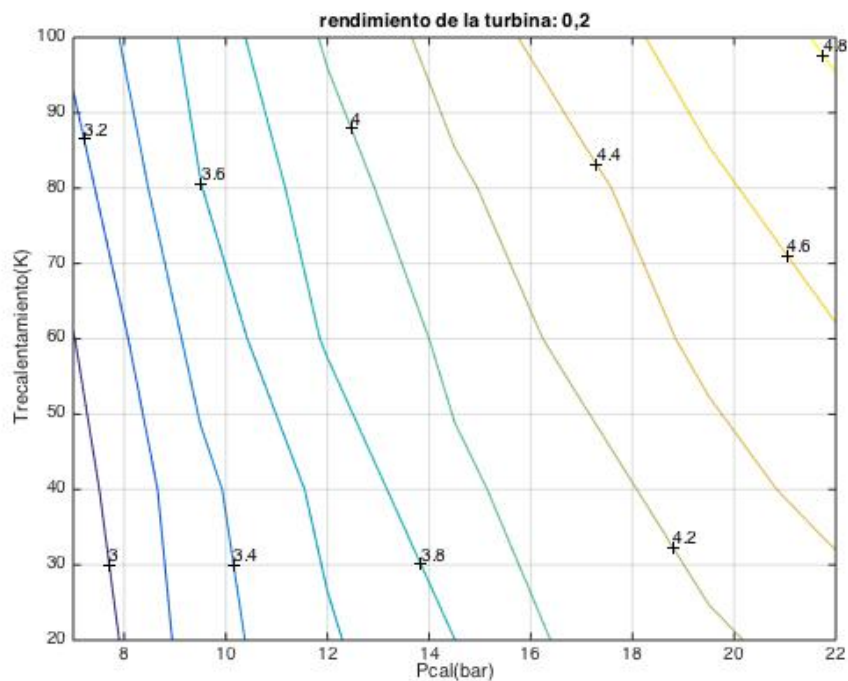


Figura 3.99. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

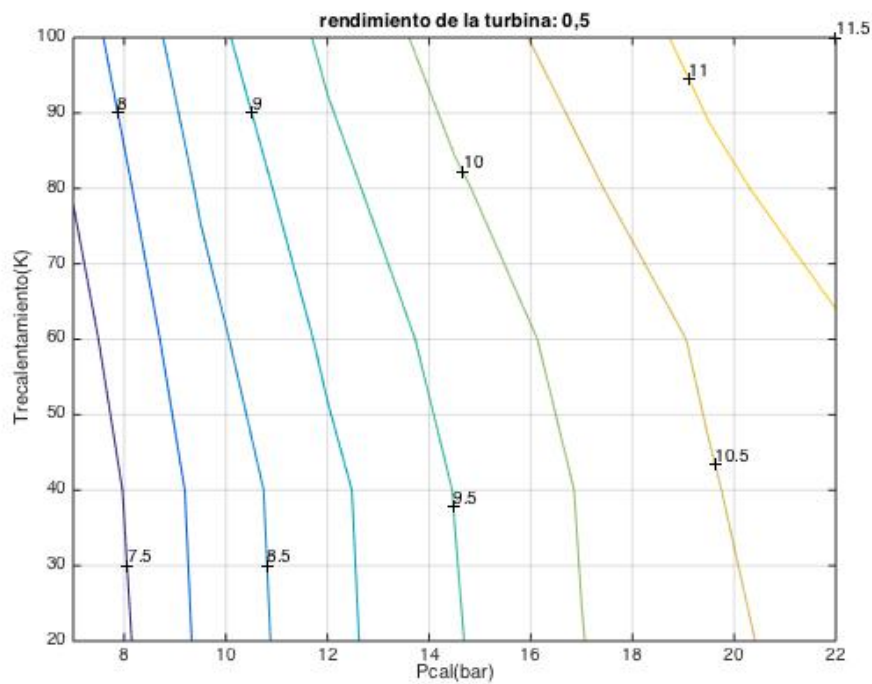


Figura 3.100. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

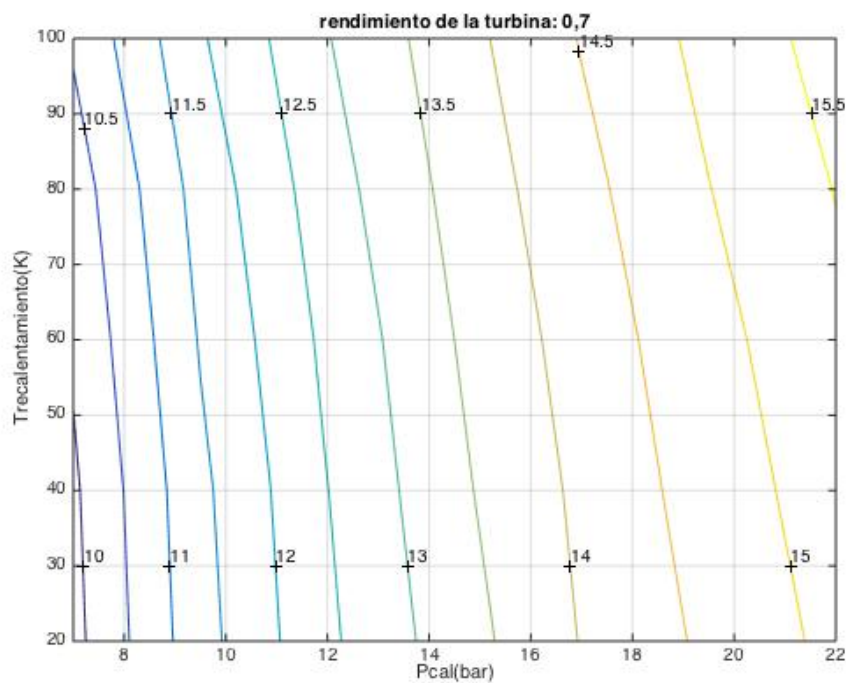


Figura 3.101. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

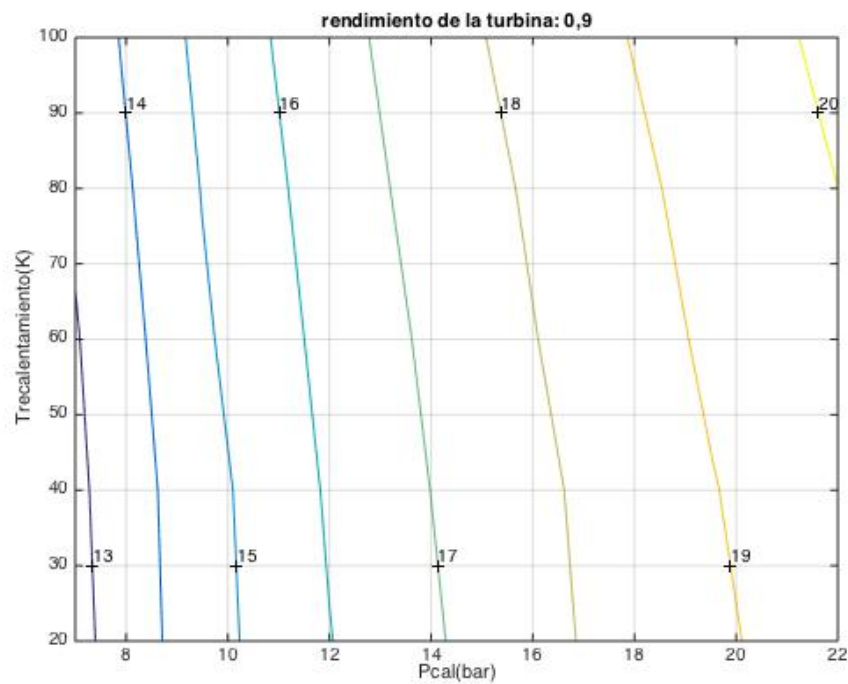


Figura 3.102. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante R718.

3.7. Refrigerante n-pentano

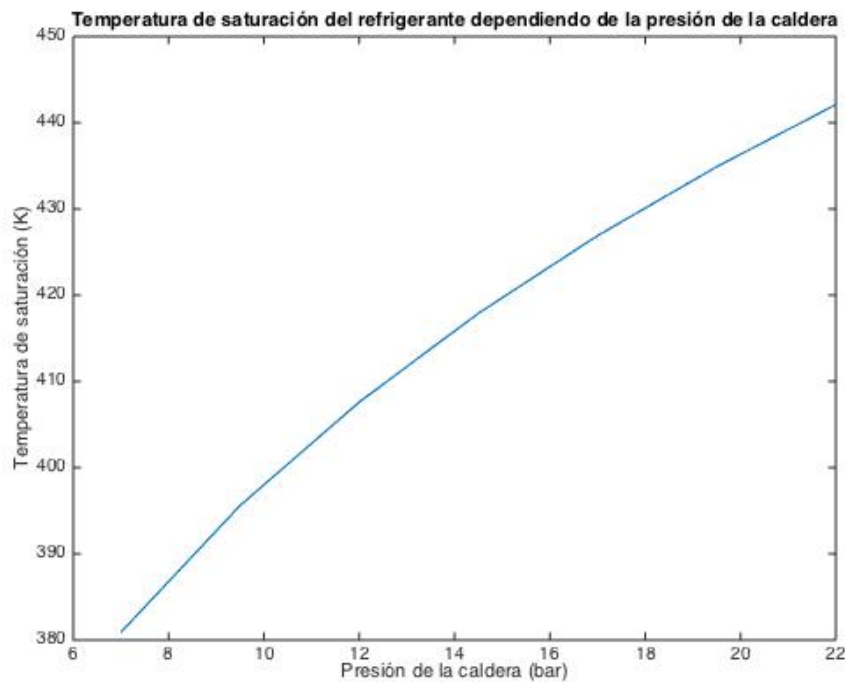


Figura 3.103. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante n-pentano.

3.7.1. 1ª configuración

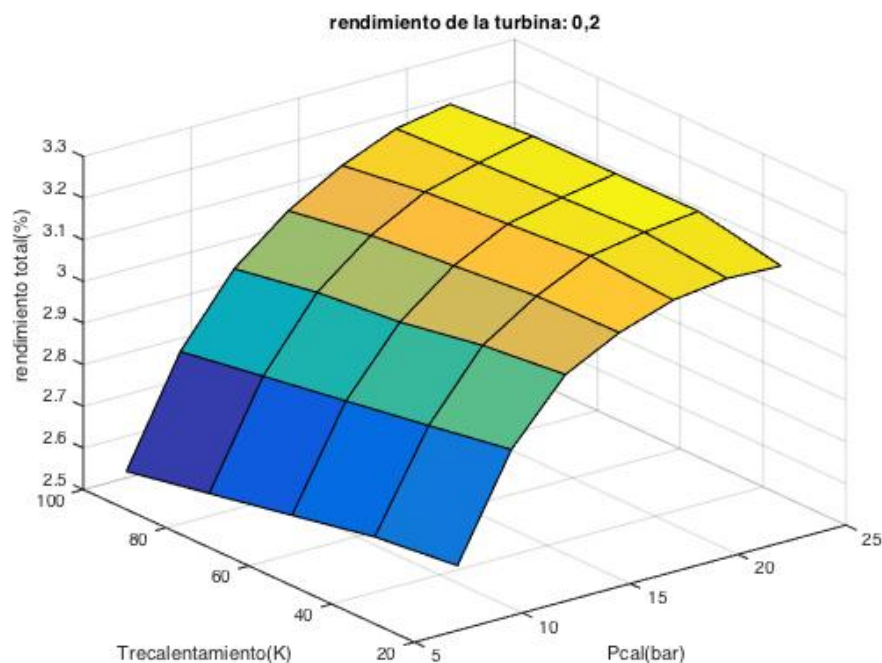


Figura 3.104. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

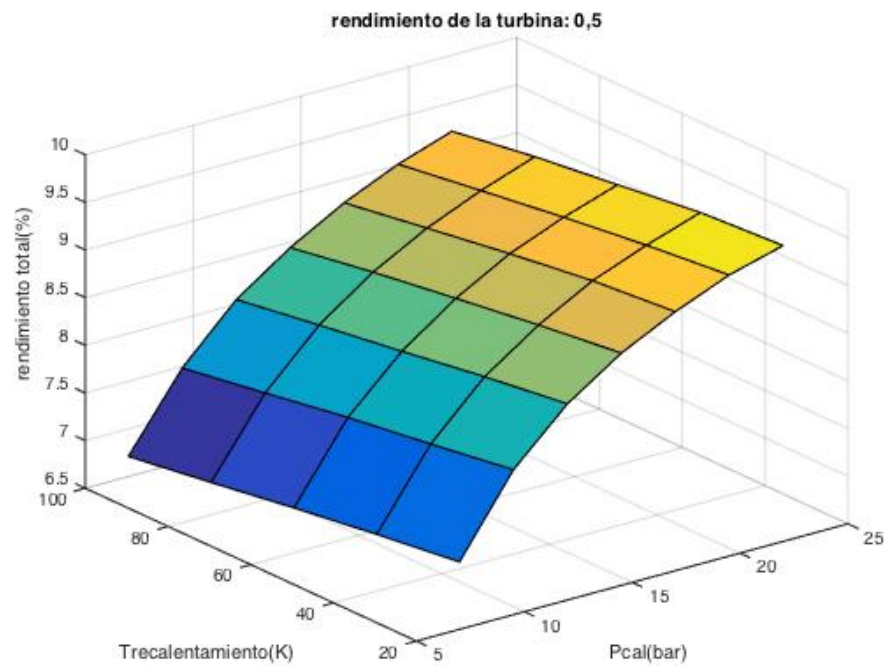


Figura 3.105. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

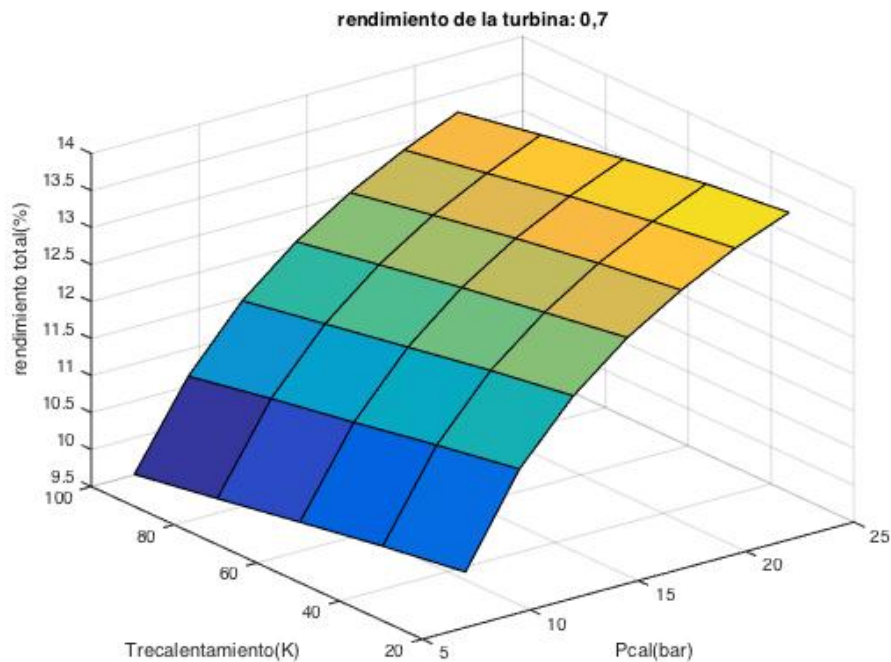


Figura 3.106. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

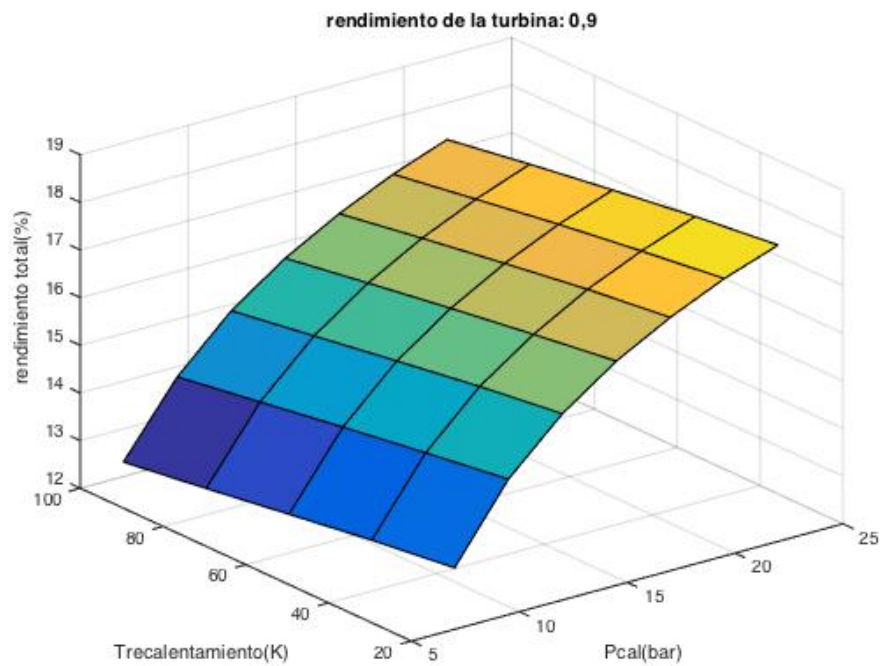


Figura 3.107. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

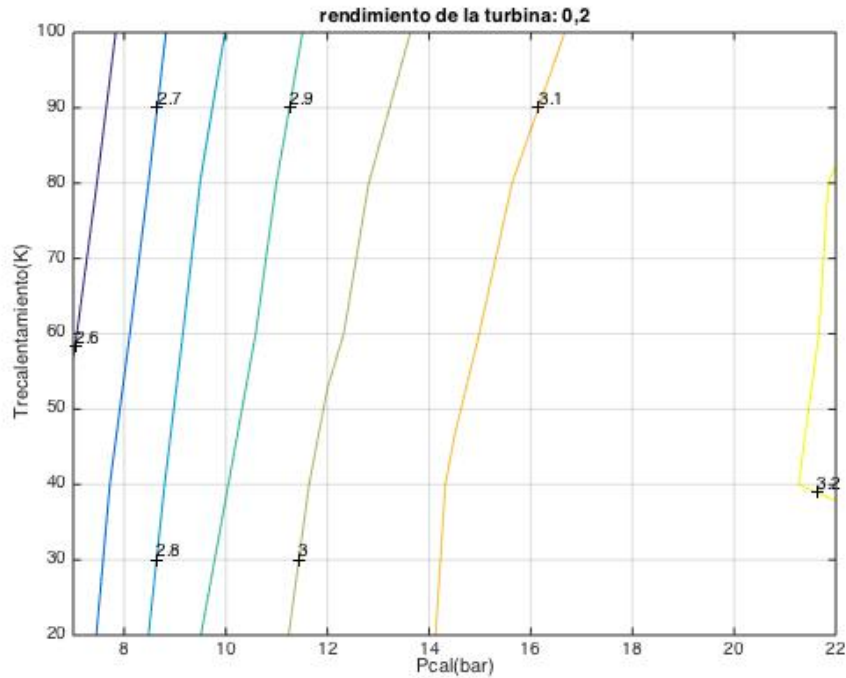


Figura 3.108. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

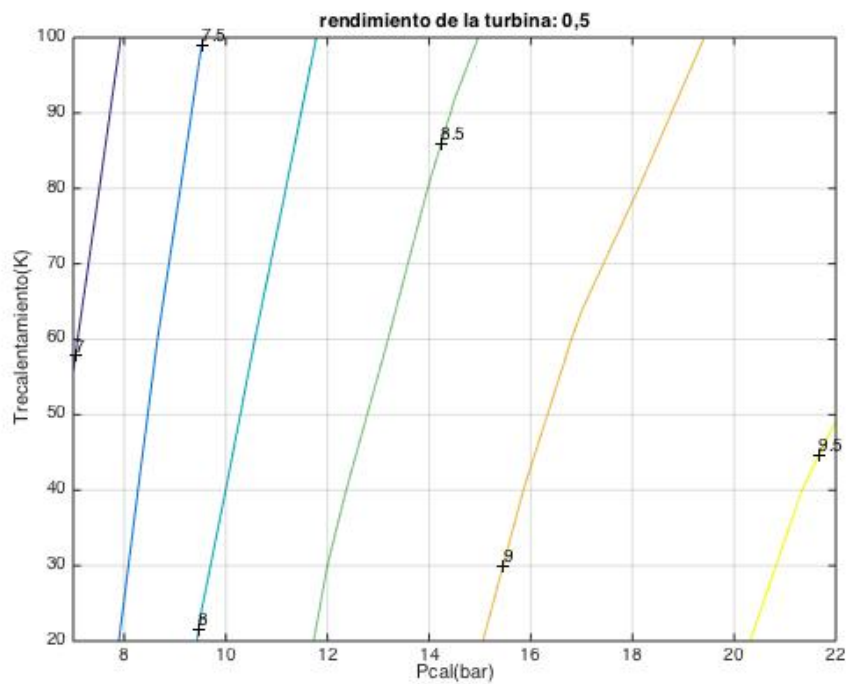


Figura 3.109. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

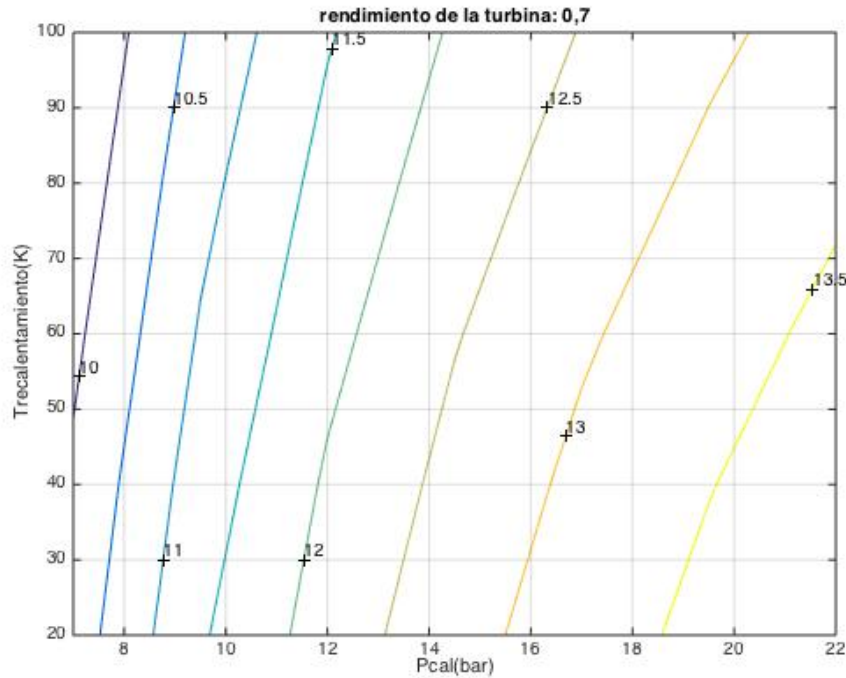


Figura 3.110. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

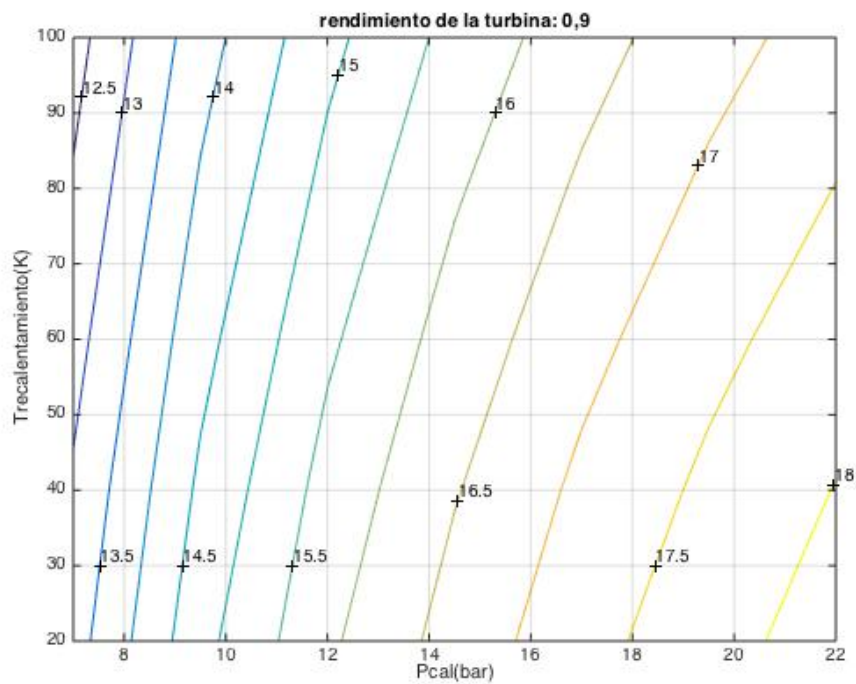


Figura 3.111. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante n-pentano.

3.7.2. 2ª configuración

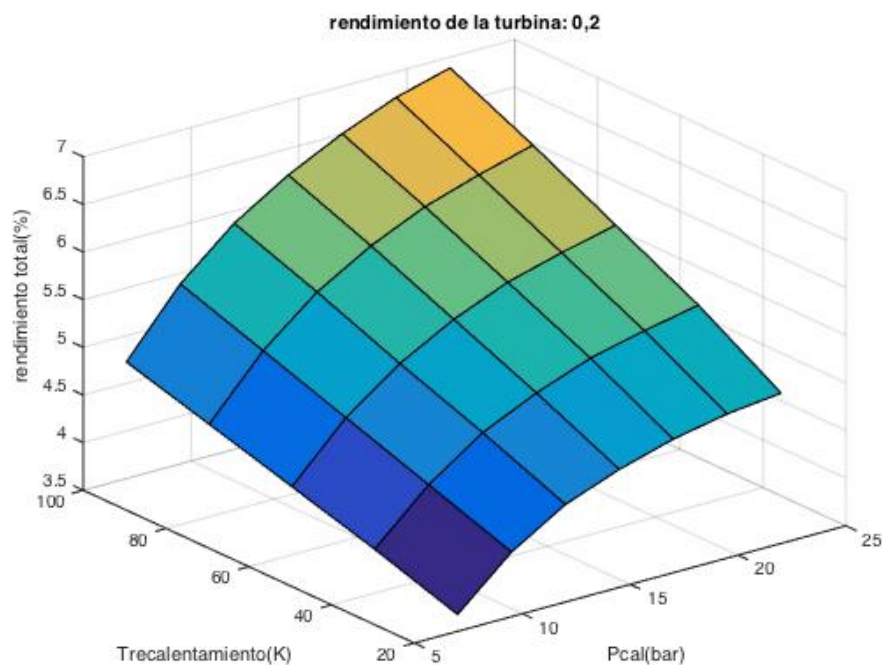


Figura 3.112. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

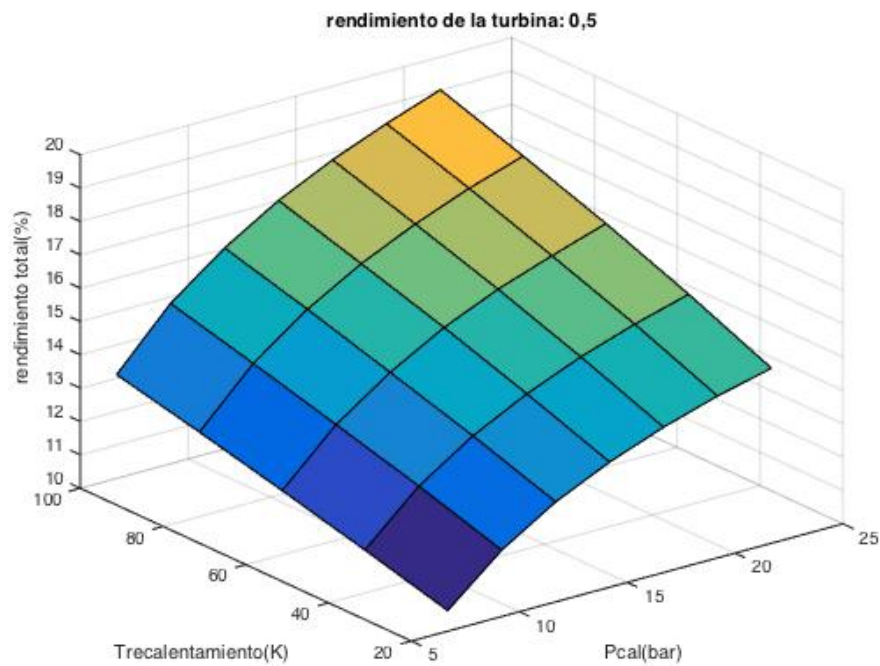


Figura 3.113. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

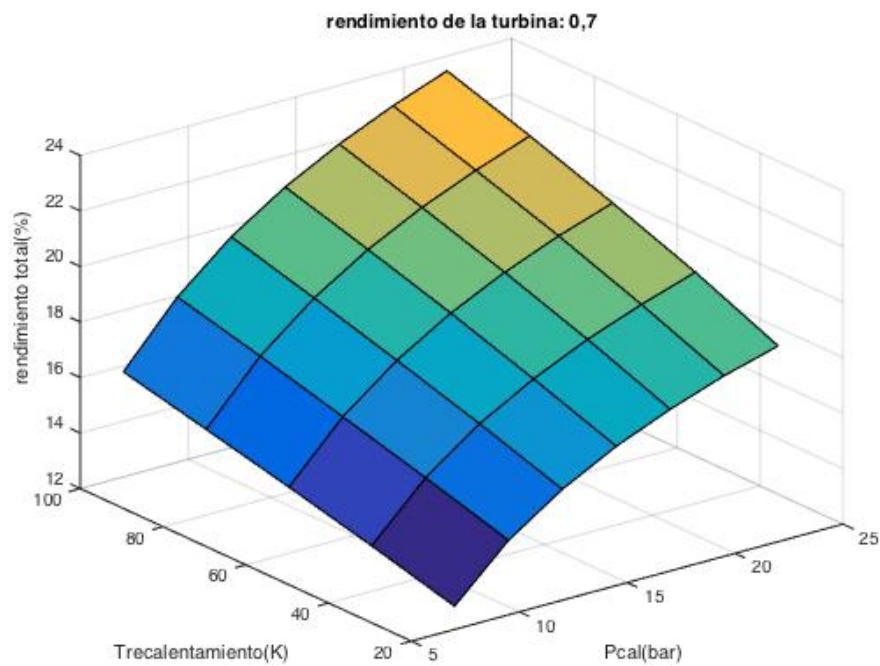


Figura 3.114. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

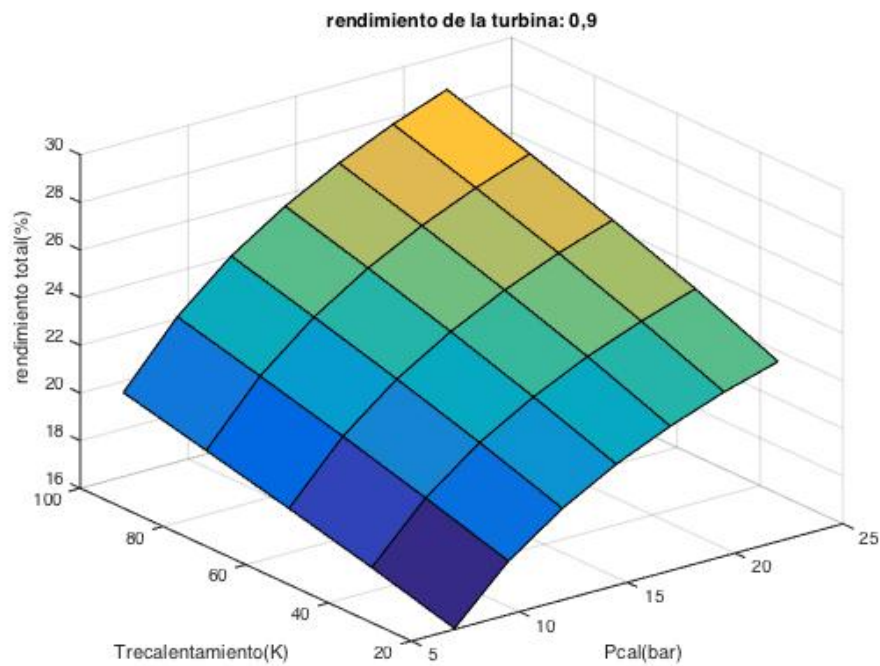


Figura 3.115. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

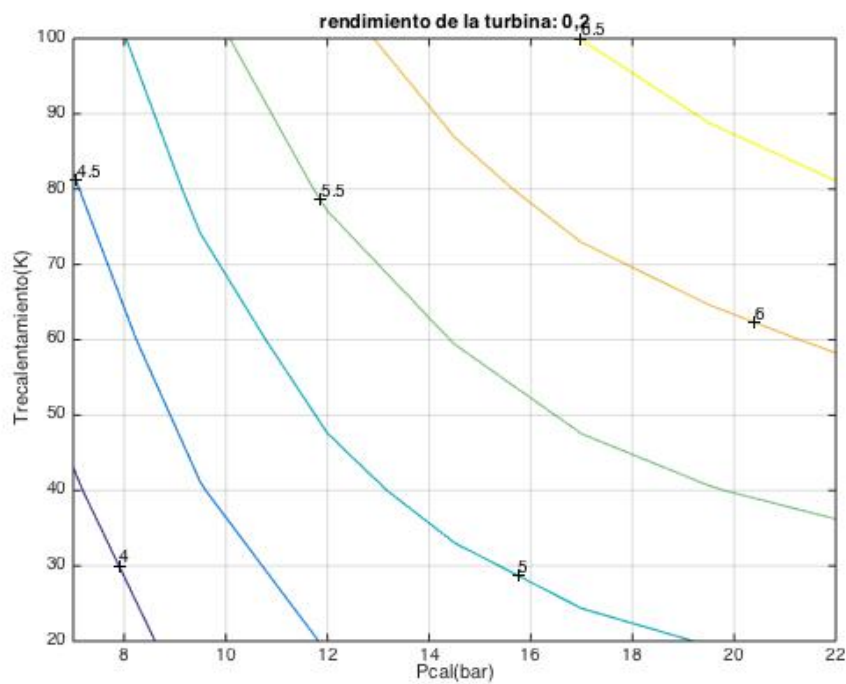


Figura 3.116. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

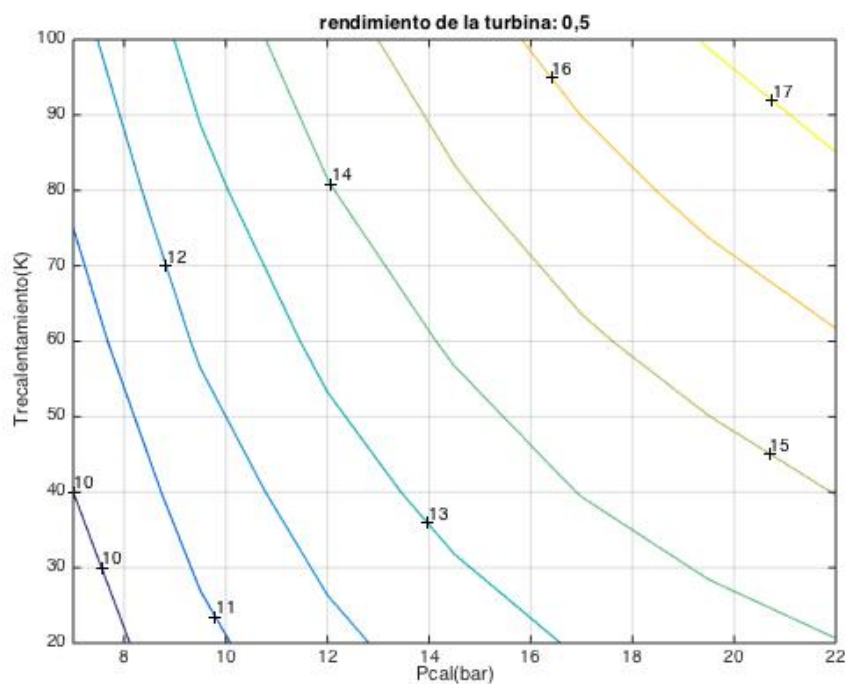


Figura 3.117. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

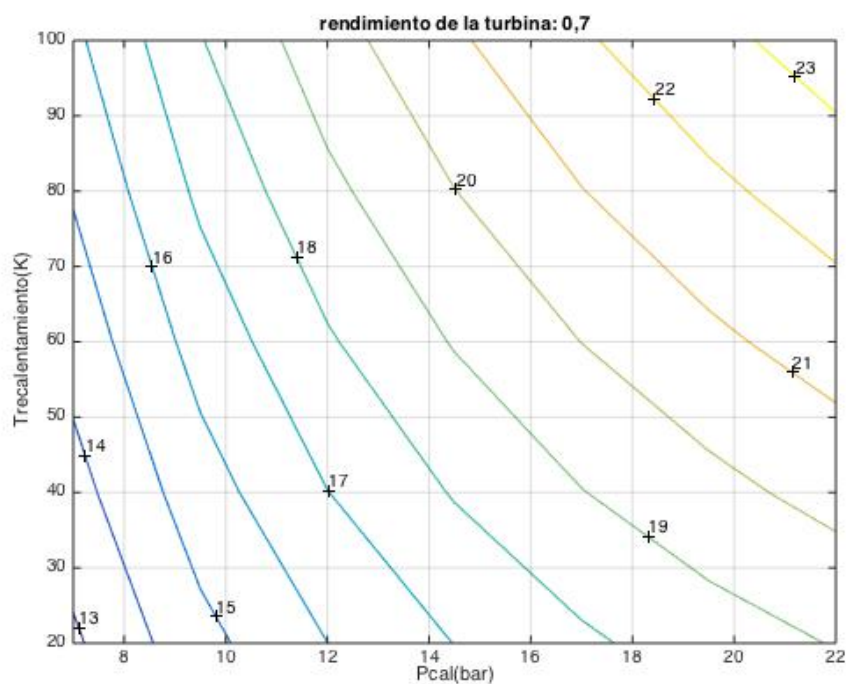


Figura 3.118. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

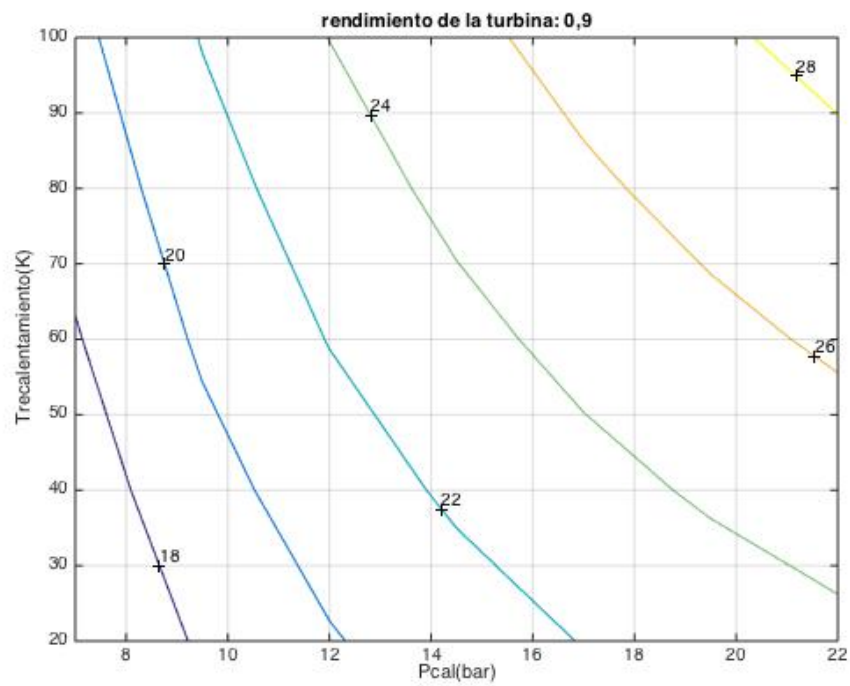


Figura 3.119. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante n-pentano.

3.8. Refrigerante RC318

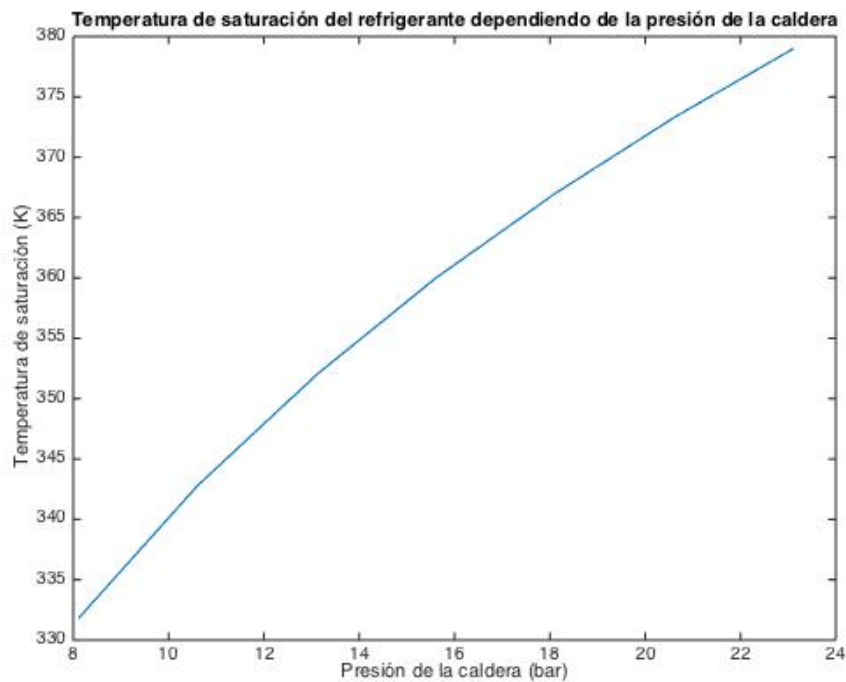


Figura 3.120. Gráfica de temperatura de saturación frente a presión de la caldera para el refrigerante RC318.

3.8.1. 1ª configuración

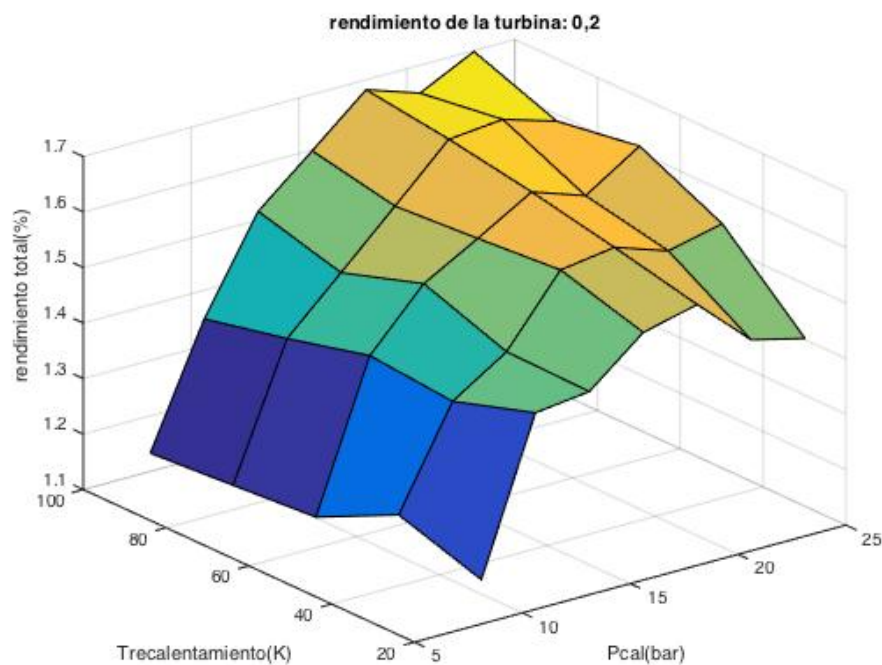


Figura 3.121. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

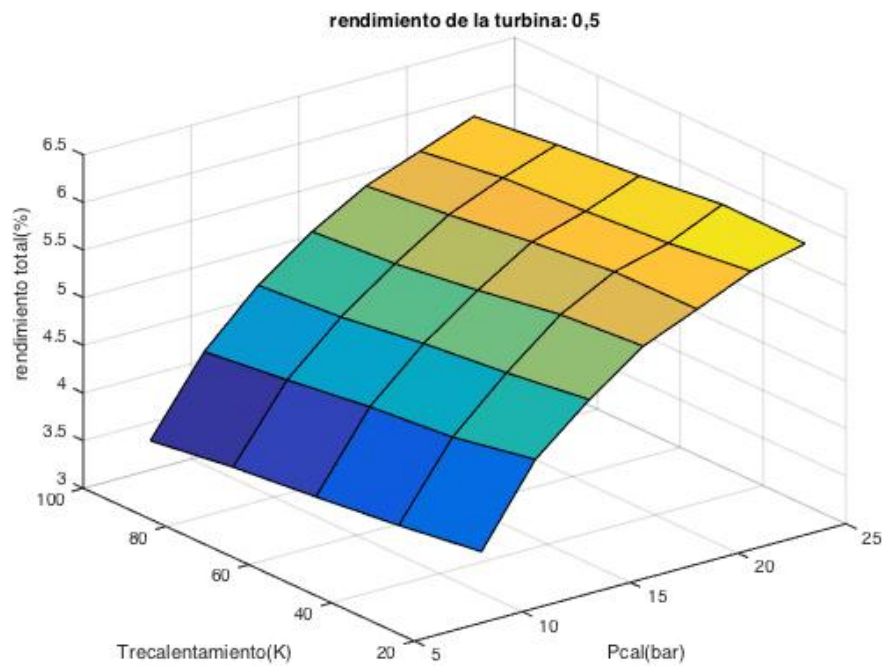


Figura 3.122. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

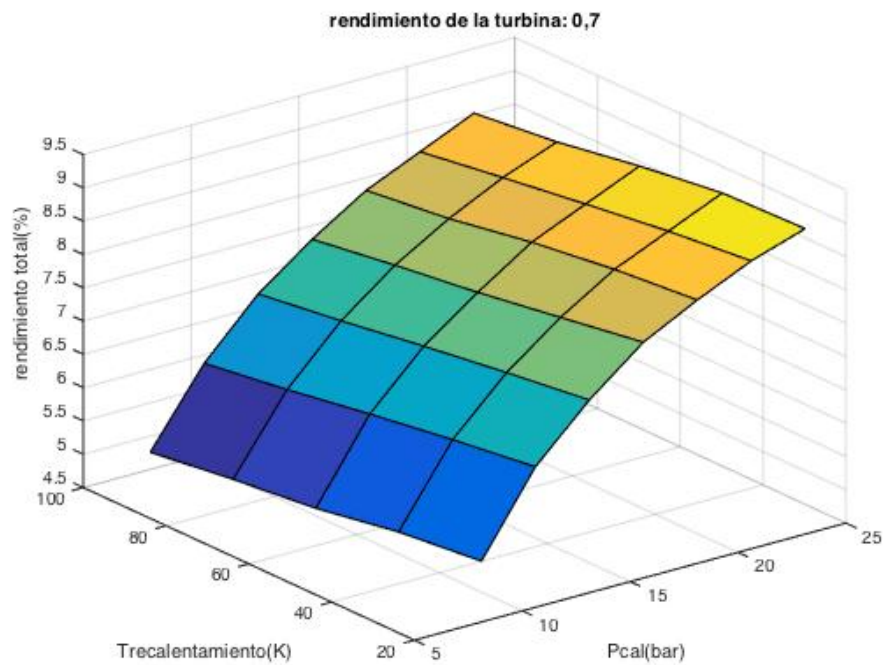


Figura 3.123. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

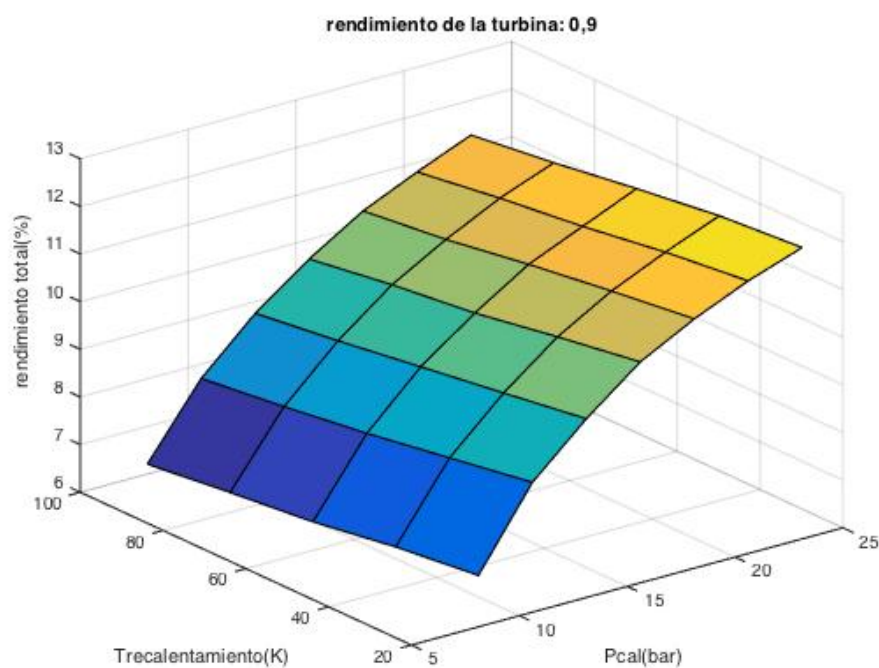


Figura 3.124. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

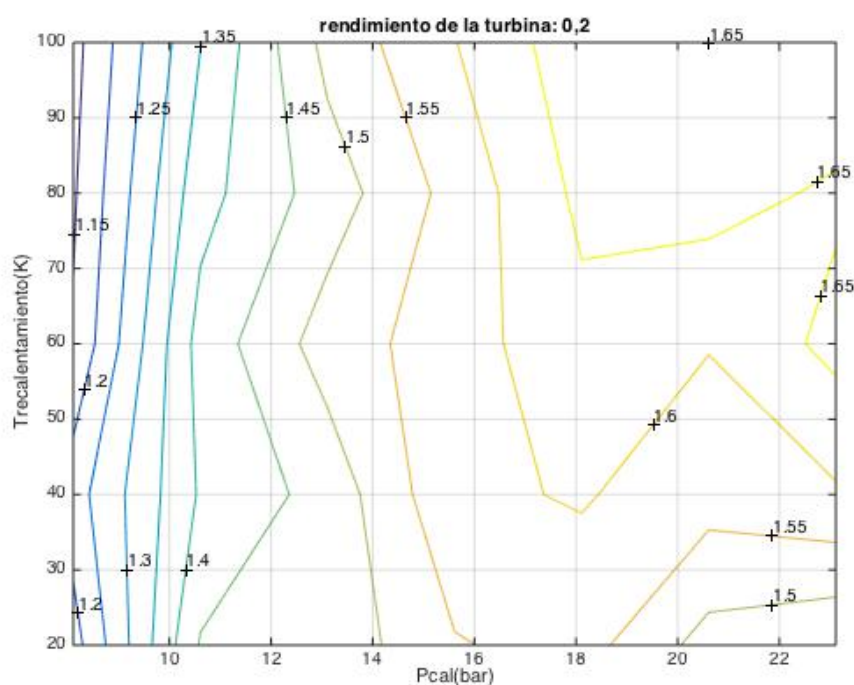


Figura 3.125. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

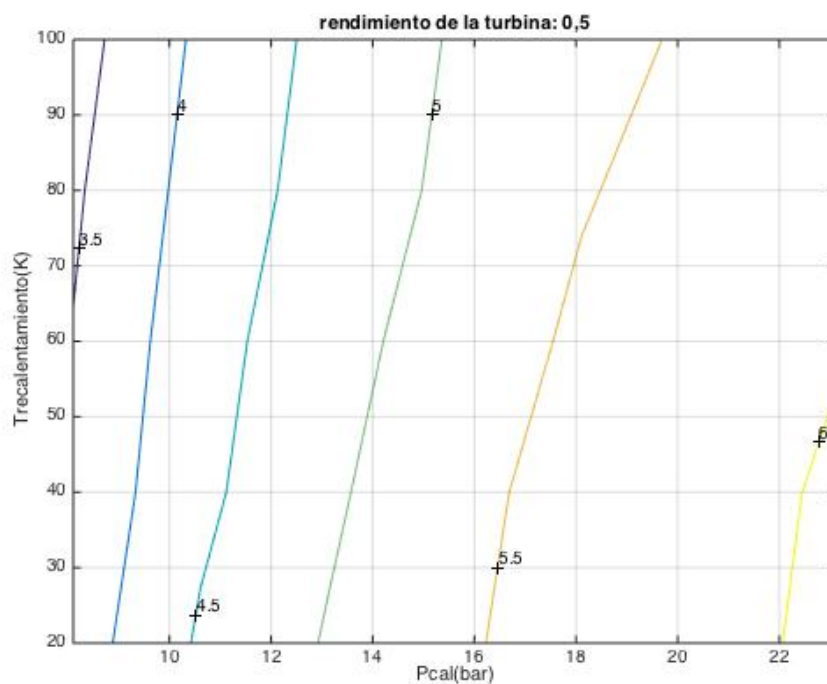


Figura 3.126. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

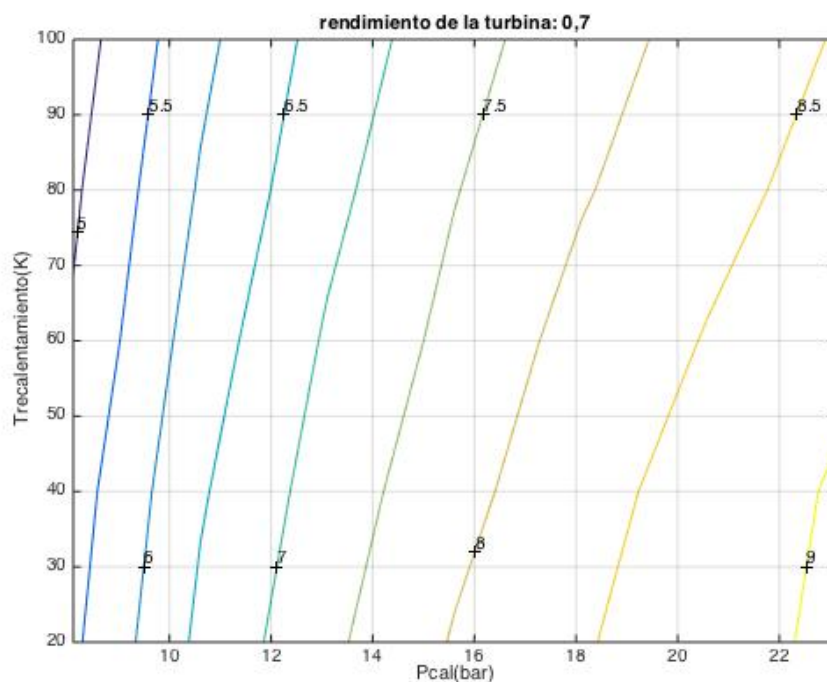


Figura 3.127. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

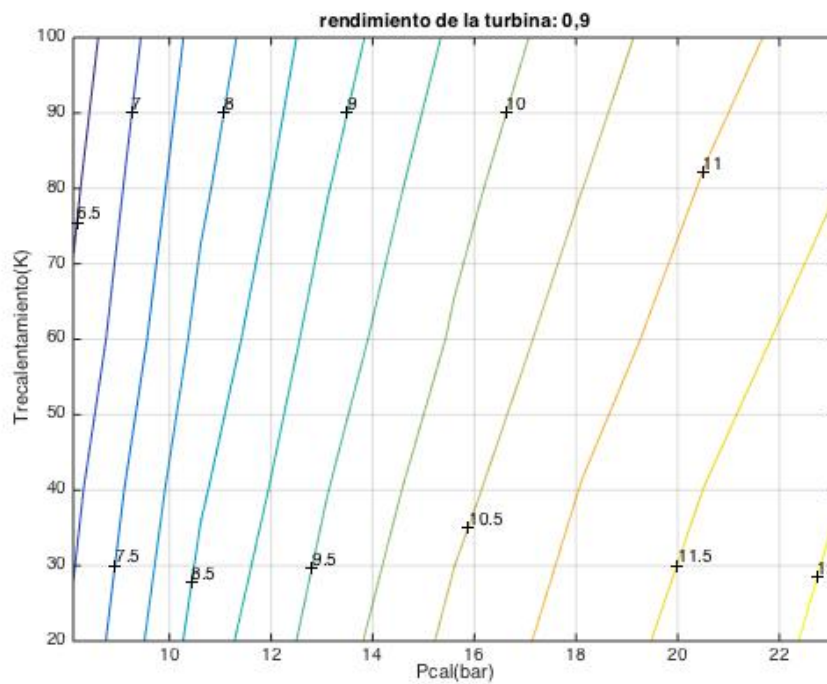


Figura 3.128. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 1ª configuración y refrigerante RC318.

3.8.2. 2ª configuración

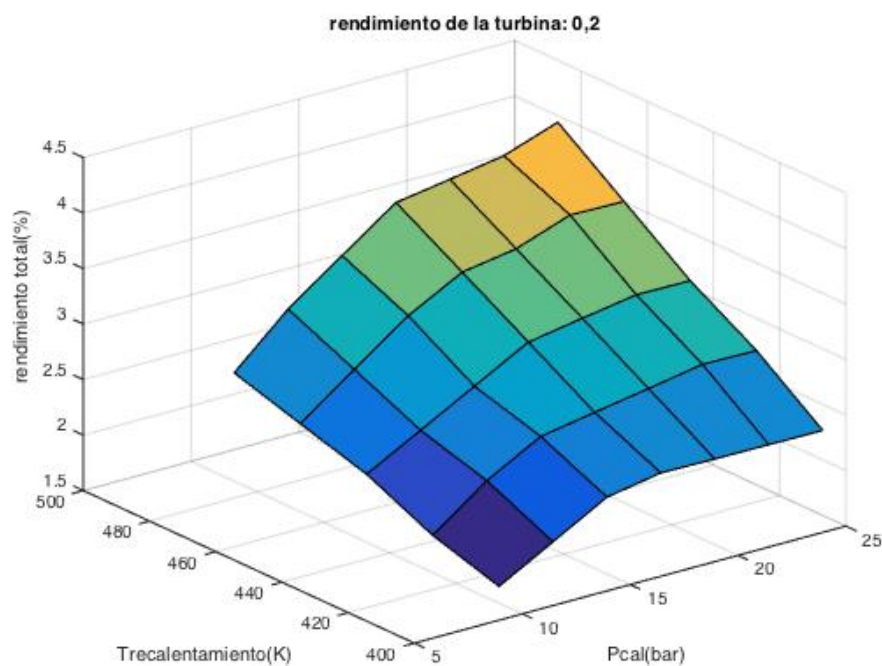


Figura 3.129. Gráfica 3D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

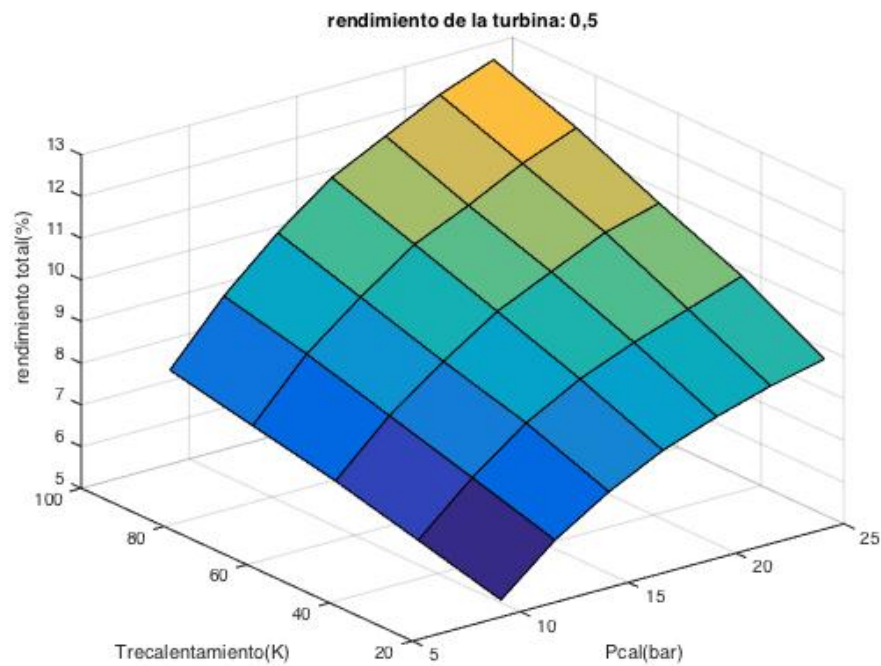


Figura 3.130. Gráfica 3D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

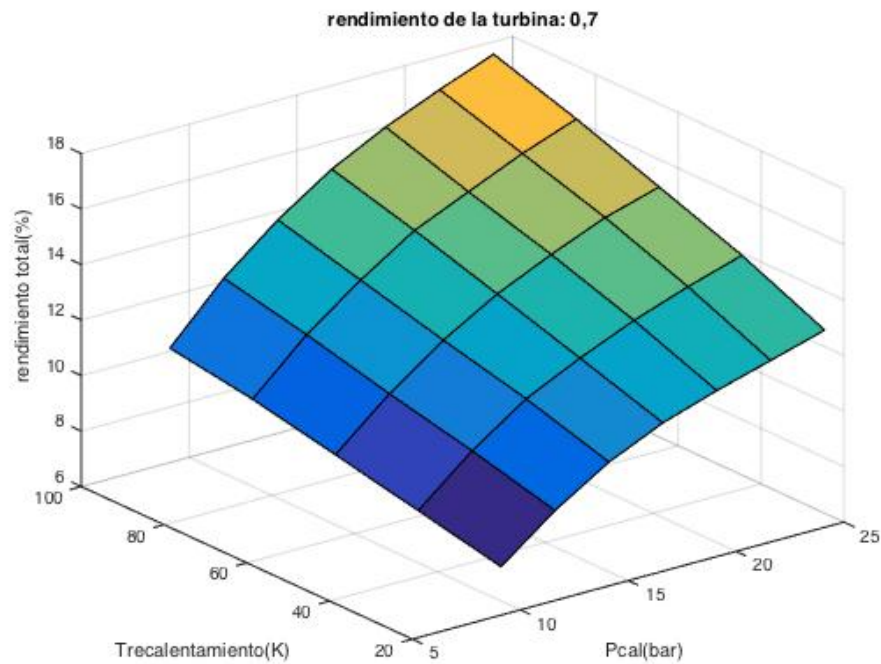


Figura 3.131. Gráfica 3D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

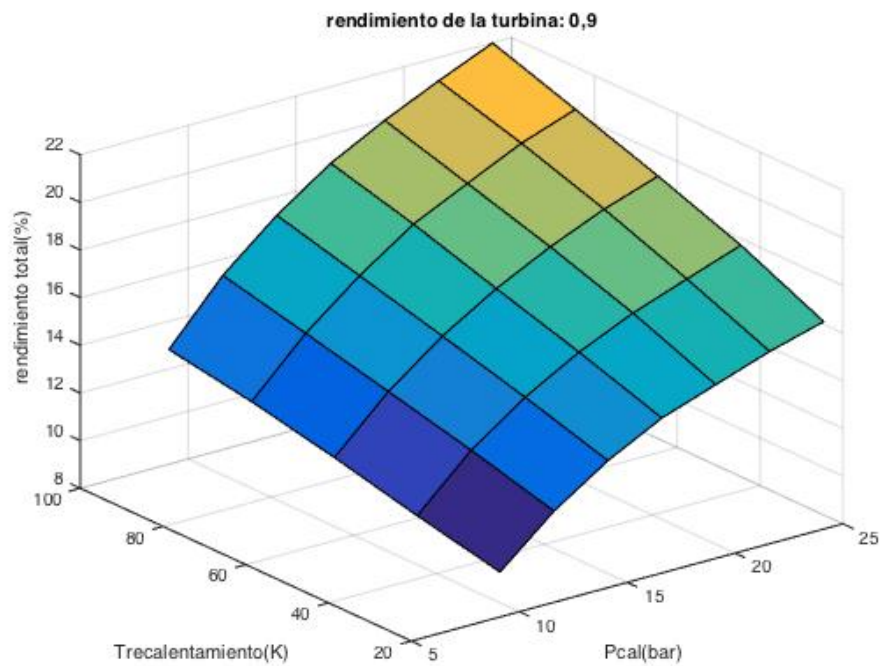


Figura 3.132. Gráfica 3D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

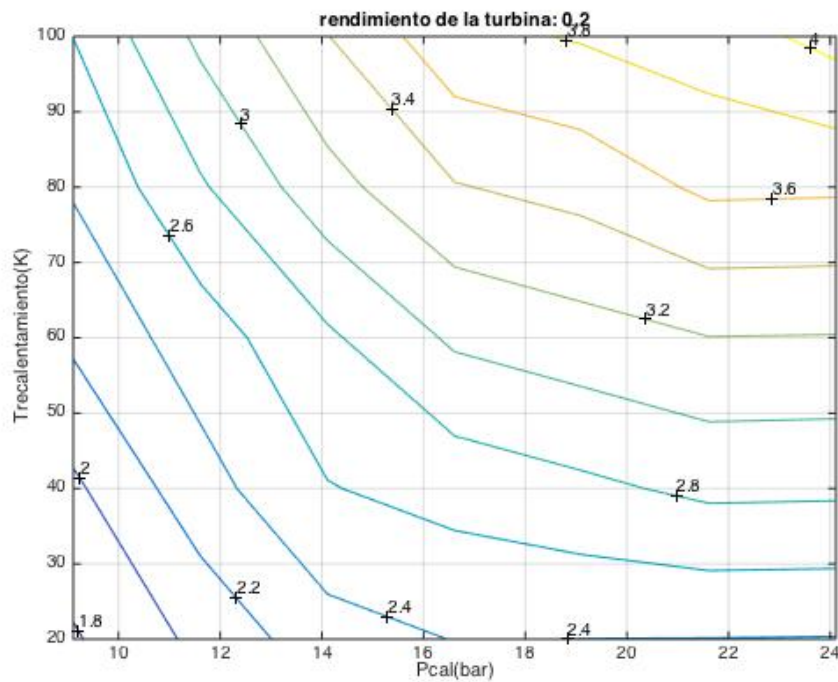


Figura 3.133. Gráfica 2D con un 20% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

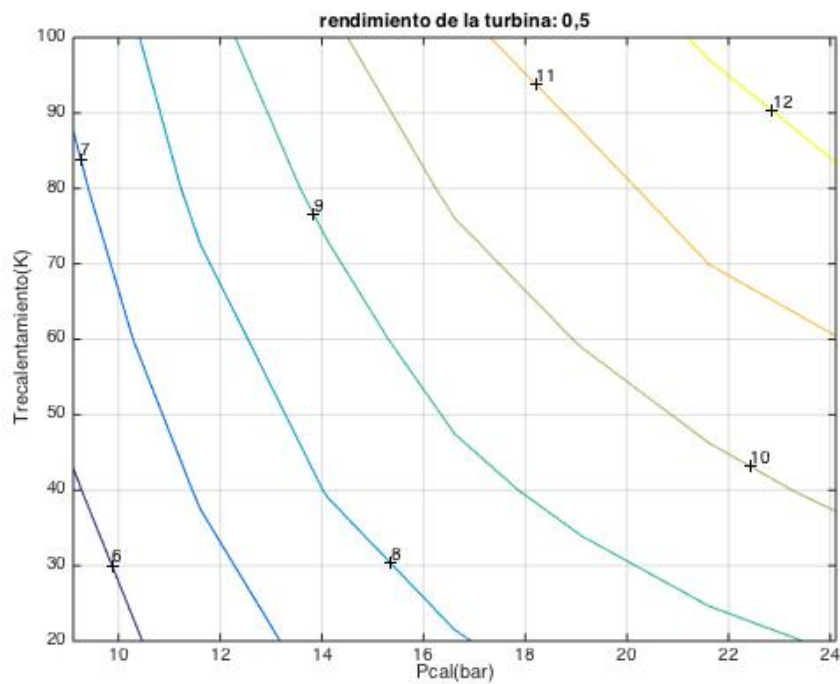


Figura 3.134. Gráfica 2D con un 50% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

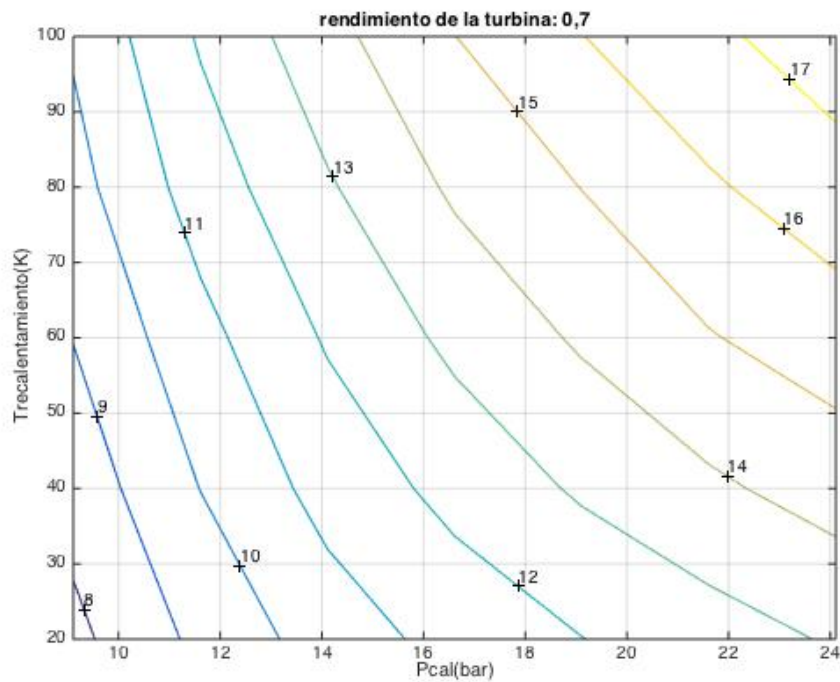


Figura 3.135. Gráfica 2D con un 70% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

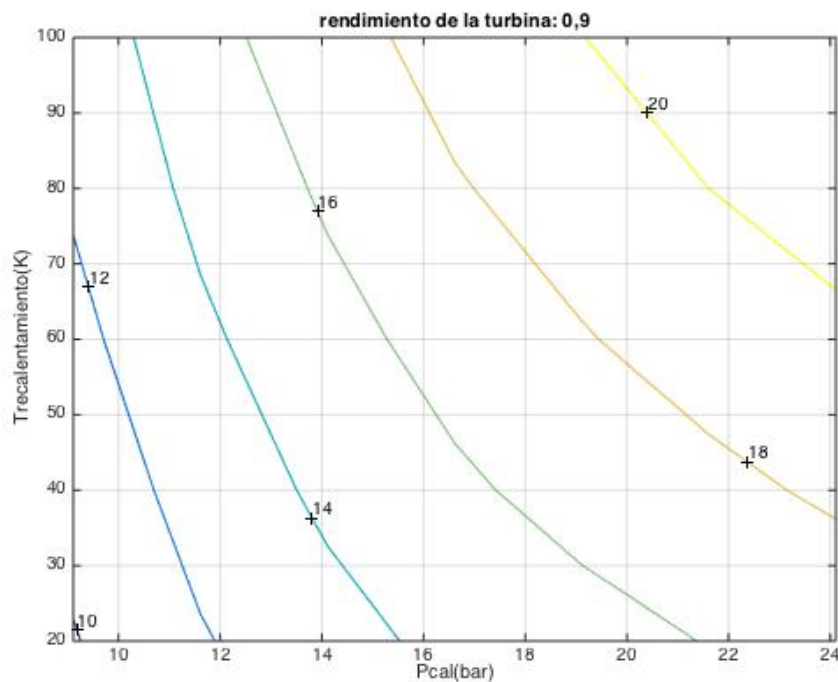


Figura 3.136. Gráfica 2D con un 90% de rendimiento de la turbina, 2ª configuración y refrigerante RC318.

Se ha mostrado todas las gráficas de todos los refrigerantes estudiados y tal como se ve cada refrigerante tiene unas propiedades diferentes, y la forma del estudio son totalmente diferentes de uno a otro. En el siguiente apartado se comentarán estos resultados.

3.9. Discusión de resultados

En este apartado se van a discutir los resultados obtenidos anteriormente. Para tener una visión más clara se ha realizado un programa en Matlab que genera los máximos rendimientos de cada una de las gráficas y que vamos a recoger en la siguiente tabla. La primera tabla mostrará los máximos rendimientos para todos los refrigerantes, pero solo de la 1ª configuración, y la siguiente mostrará los máximos rendimientos de la 2ª configuración. Cada columna se corresponde con el máximo rendimiento térmico para cada rendimiento de la turbina que tenemos, tal y como se ha representado las gráficas por separado, y cada fila corresponde a cada refrigerante. Los rendimientos se miden en tanto por ciento.

Aquí se muestran las tablas:

Tabla 3.1. Rendimientos térmicos máximos de la 1ª configuración para cada refrigerante y rendimiento de turbina

1ª configuración	ren_tur0,2(%)	ren_tur0,5(%)	ren_tur0,7(%)	ren_tur0,9(%)
R404A	0,44	3,27	5,50	7,72
R407C	0,88	4,32	6,71	9,06
R410A	0,54	3,54	5,63	7,75
R507A	0,43	3,13	5,29	7,46
R600a	1,89	6,84	10,33	13,85
R718	4,35	11,14	15,70	20,21
n-pentano	3,20	9,60	13,92	18,22
RC318	1,70	6,07	9,09	12,11

Tabla 3.2. Rendimientos térmicos máximos de la 2ª configuración para cada refrigerante y rendimiento de turbina

2ª configuración	ren_tur0,2(%)	ren_tur0,5(%)	ren_tur0,7(%)	ren_tur0,9(%)
R404A	0,81	5,91	9,60	13,04
R407C	9,56	27,93	36,20	42,85
R410A	0,83	5,58	8,70	11,62
R507A	0,76	5,58	9,09	12,45
R600a	3,87	12,42	17,44	22,08
R718	4,83	11,50	15,70	20,21
n-pentano	6,89	17,59	23,46	28,56
RC318	4,07	12,59	17,55	21,99

Con estas tablas podemos comparar de una manera más cómoda el comportamiento de los refrigerantes, y se observa la gran diferencia entre las dos configuraciones, como la introducción de un simple intercambiador de calor aumenta el rendimiento del ciclo considerablemente. Es obvio que estos rendimientos son los obtenidos para el valor de presión de caldera más alto obtenido en cada refrigerante que será diferente en cada uno de ellos debido a que la presión para la temperatura ambiental variará, y además estos rendimientos son para una temperatura de recalentamiento de cien grados centígrados. Hay que comentar que la temperatura de entrada a la turbina no es la misma en todos los casos, debido a que la temperatura de recalentamiento se contabiliza a partir de la temperatura que tiene el refrigerante en la línea de saturación de la campana de Andrews para la presión de caldera, y puesto que cada refrigerante tendrá unas propiedades y presiones diferentes, esta temperatura no es la misma para todos los refrigerantes, aunque se ha tratado que la temperatura de entrada a la turbina sea en torno a unos trescientos grados centígrados, que será a la temperatura aproximada que podrá calentar

nuestra fuente de energía, dado que es un estudio de baja potencia y se utilizarán combustibles con baja potencia calorífica.

Volviendo a la tabla obtenida se observa que las dos configuraciones nos muestran rendimientos muy pobres, es decir, el estudio muestra que obtenemos un trabajo muy bajo comparado con el poder calorífico aportado.

Dentro de estos bajos rendimientos se observa la gran diferencia entre la primera y segunda configuración, dado que en muchos casos el rendimiento para la segunda configuración es el doble del rendimiento obtenido para la primera configuración.

También se observa la gran diferencia de rendimientos térmicos cuando variamos los rendimientos de la turbina. La gran diferencia se observa entre los ciclos que tienen como rendimiento de turbina del veinte por ciento y los que tienen el cincuenta por ciento, a partir del cincuenta por ciento aumenta también el rendimiento térmico pero de una manera más suave.

El refrigerante con mayor rendimiento térmico es el “R407C”, con un valor de cuarenta y dos con ochenta y cinco por ciento, y este es el refrigerante que más aumenta con respecto a la primera configuración, debido a que el refrigerante sale de la turbina con una temperatura muy alta con respecto a la temperatura de entrada a la caldera, lo que se demuestra en los rendimientos que aprovechar esta diferencia de temperatura es un factor clave.

Al contrario que el refrigerante anterior tenemos el “R718”, que nos muestra prácticamente los mismo rendimientos para la primera y la segunda configuración, debido a que la salida del refrigerante de la turbina tiene una temperatura prácticamente igual a la de entrada a la caldera.

También cabe observar que la gran diferencia de rendimientos entre la primera y segunda configuración ocurre para rendimientos de turbina bajos.

4. CONCLUSIÓN

- La puesta en marcha de este equipo no tiene buenas expectativas, pero habría que realizar un presupuesto para conocer con certeza la rentabilidad de esta idea innovadora.
- No se puede descartar que este equipo salga rentable, debido a que la generación de la energía calorífica puede ser bastante barata, por tanto, por muy poco rendimiento que tenga nuestro equipo, si la fuente de energía es barata, la energía eléctrica obtenida es bastante demandada, por lo que después de realizar el presupuesto será donde se verá con claridad el beneficio obtenido.
- Puede que salga rentable porque la inversión para hacer real este equipo es muy barato, debido a que las condiciones que se han impuesto están por encima de las condiciones ambientales, esto hace más barato al equipo porque no hay que introducirle elementos para bajar la presión por debajo de la ambiental.
- Para posteriores estudios yo me centraría en el refrigerante “R407C” y la segunda configuración, debido a que la primera configuración tiene un rendimiento de la cuarta parte que el obtenido en la segunda configuración, esta sería más cara debido a la introducción del intercambiador, pero sería necesario hacerlo.
- Otro refrigerante interesante sería el “R718”, que aunque tenga peor rendimiento que el “R407C”, la cualidad de este refrigerante es que el equipo utilizado sería la primera configuración, debido a que se obtienen los mismos rendimientos prácticamente que con la segunda configuración, por lo que se utilizaría la configuración más barata que sería la primera, esto nos reduciría costes debido a que nos ahorramos comprar, introducir y mantener este elemento. Podría ser una opción a estudiar.
- El otro refrigerante que se podría estudiar sería el “n-pentano”, que aunque tiene peores propiedades que los refrigerantes mencionados anteriormente, puede que al realizar un estudio más profundo se puedan obtener mejores resultados. Nos puede dar mejores resultados en un futuro debido a que este refrigerante trabaja a más bajas presiones que los refrigerantes mencionados anteriormente, por lo que el compresor trabajará de manera más efectiva,

tendrá una vida más larga además de que si trabaja a estas presiones tendremos menos pérdidas que si trabajamos a altas presiones. Es más fácil de manipular.

- La propiedad mencionada anteriormente para el refrigerante “n-pentano”, se puede también aplicar al refrigerante “R718”, lo que hace mucho más atractivo a dicho refrigerante.
- Para los demás refrigerantes estudiados, se obtienen propiedades peores que los mencionados, por lo que, no me molestaría en estudiarlos en profundo, se obtendrán peores resultados que en los refrigerantes mencionados.
- La mayoría de los refrigerantes conviene utilizar la segunda configuración antes que la primera, excepto para el refrigerante “R718”.
- En definitiva, no se espera una gran rentabilidad de este estudio, pero como se trabaja con fuentes de energía baratas (biomasa), puede que al realizar el presupuesto nos encontremos con resultados inesperados que nos permitan hacer realidad esta idea innovadora para generar electricidad.

Bibliografía

Cruz Peragón, F., Montoro Montoro, V., Palomar Carnicer, J.M. (1999). *Ingeniería Térmica*.

Zyhowski, G.J. *An overview of the properties and applications of HFC-245fa*.

Quoilin, S. (2008). *An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles*.

Facão, J., Oliveira, A.C. (2009). *Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing an adequate working fluid for small ORC systems*.

Quoilin, S., Lemort, V. (2009). *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*.

Incropera, F.P., Dewitt, G.P. (2009). *Fundamentos de transferencia de calor*.