

Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Estudio preliminar y consideraciones
tecnológicas de un sistema micro-caes

Autor: Adrián Roderó Ramón

Tutor: David Sánchez

Dep. Máquinas y Motores Térmico
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015



Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Estudio preliminar y consideraciones tecnológicas de un sistema micro-caes

Autor:

Adrián Roderó Ramón

Tutor:

Doctor David Sánchez

Dep. de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015

RESUMEN

La tendencia actual a potenciar el uso de fuentes renovables hace que sea necesario suplir los problemas para su utilización. Uno de ellos es la irregularidad con la que puede producir potencia eléctrica. Con la implantación de un sistema micro-CAES se puede solventar el problema, ya que permite un almacenamiento de energía por medio de aire a presión en un depósito, además de colaborar con la generación distribuida. En este documento se verá como varían los parámetros más característicos para un sistema de baja potencia ($\sim 25kW$) y algunos aspectos tecnológicos.

ABSTRACT

Nowadays, governments support the renewable energy technology, but it have some problems. For example, can't control the weather or the sun to supply the electric demand. For this reason, CAES systems could solve the problem. When the production is over to the demand, the excess can save in a storage with pressure air. In this document a micro-CAES system is analyzed in around of 25kW. The objective is to see the change in the characteristic parameters and some technological aspects.

ÍNDICE

Resumen	i
Abstract	iii
Índice.....	iv
Tabla de ilustraciones.....	vi
Notación	ix
1. Introducción	1
2. Planteamiento del estudio.....	3
2.1 Sistema A-CAES ideal.....	3
2.2 Sistema A-CAES	4
2.3 Sistema CAES sin aporte de calor	4
2.4 Rendimiento.....	5
2.5 Tipo de máquinas a utilizar	6
2.6 Compresión y expansión escalonada.....	7
2.7 Presión máxima y mínima	9
2.8 Componentes de la instalación	10
2.9 Modelo de la turbina.....	10
2.10 Modelo del depósito	11
2.11 Modelo de los intercambiadores	12
2.12 Modelo del compresor.....	14
3. Análisis del proceso de descarga.....	17
3.1 Instalación de descarga A.....	17
3.1.1 Volumen del depósito	18
3.1.2 Caudal de descarga	19
3.1.3 Temperatura mínima del depósito	20
3.1.4 Temperatura mínima a la salida de la segunda turbina.....	20
3.2 Instalación de descarga B.....	21
3.2.1 Temperatura mínima a la salida de la tercera turbina.....	21
3.2.1 Caudal de aire en la descarga.....	22
3.2.2 Volumen del depósito y temperatura mínima de salida.....	23
3.2.3 Variación del trabajo cedido	25
3.3 Instalación de descarga C.....	27
3.3.1 Temperatura mínima de salida	27
3.3.2 Volumen del depósito	28

3.4	Instalación de descarga D.....	29
3.4.1	Volumen del depósito	29
3.4.2	Caudal de aire.....	30
3.4.3	Calor aportado.....	30
3.4.4	Temperatura salida turbina 2.....	31
4.	Análisis del proceso de carga	33
4.1	Selección de los compresores	33
4.2	Temperatura del depósito al final de la carga.....	36
4.3	Pérdida de presión entre carga y descarga	36
4.4	Tiempo de carga.....	37
4.5	Potencia eléctrica media absorbida por los compresores	38
5.	Análisis conjunto de carga y descarga	41
5.1	Rendimiento con instalación de descarga B	41
5.2	Rendimiento frente a temperatura del agua caliente y fría	42
5.3	Rendimiento frente a NTU de diseño y caudal de agua.....	43
6.	Cogeneración.....	45
6.1	Rendimiento.....	46
6.2	Vapor y agua caliente obtenida	47
7.	Trigeneración	49
7.1	Rendimientos	50
7.2	Agua fría obtenida.....	51
8.	Compresores en el mismo eje.....	53
8.1	Rendimiento.....	55
9.	Aspectos tecnológicos.....	57
9.1	Velocidad de giro motor eléctrico.....	57
9.2	Aumento de las pérdidas en los turbocompresores	57
9.3	Espesor del depósito	59
10.	Conclusiones	61
	Referencias.....	62

TABLA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Curva de potencia típica de una instalación fotovoltaica [3]	1
Ilustración 2. Demanda eléctrica nacional en MW (izquierda) precio MWh (derecha) por hora .	2
Ilustración 3. Proceso de carga y descarga sistema A-CAES ideal.....	3
Ilustración 4. Proceso de carga y descarga A-CAES	4
Ilustración 5. Proceso de carga y descarga CAES sin aporte de calor	4
Ilustración 6. Rendimiento sistema CAES frente al tiempo entre carga y descarga	5
Ilustración 7. Rendimiento isentrópico frente a velocidad específica.....	7
Ilustración 8. Proceso de compresión adiabática e isoterma	7
Ilustración 9. Compresión escalonada con refrigeración	8
Ilustración 10. Proceso de carga y descarga con refrigeración y aporte de calor.....	8
Ilustración 11. Instalación CAES con acumulador de calor [10]	9
Ilustración 12. Intervalos de presión para carga y descarga.....	9
Ilustración 13. Instalación inicial de estudio [13]	10
Ilustración 14. Modo de funcionamiento de la turbina [14].....	10
Ilustración 15. Curvas E-NTU de intercambiadores de placas con flujo a contracorriente [17].	12
Ilustración 16. Acoplamiento curva E-NTU contracorriente a curva E-NTU placas.....	13
Ilustración 17. Curva característica de un turbocompresor centrífugo.....	14
Ilustración 18. Línea de trabajo para un compresor	15
Ilustración 19. Esquema instalación A en la descarga	17
Ilustración 20. Volumen frente a Pmax-Pmin	18
Ilustración 21. Masa saliente/entrante frente a Pmax-Pmin	19
Ilustración 22. Caudal de aire en la descarga frente a Pmax-Pmin	19
Ilustración 23. Temperatura mínima del depósito frente a Pmax-Pmin.....	20
Ilustración 24. Temperatura mínima de salida de la turbina 2 frente a Pmax-Pmin	20
Ilustración 25. Esquema instalación B descarga	21
Ilustración 26. Temperatura mínima de salida turbina 3 frente a Pmax-Pmin	21
Ilustración 27. Caudal de aire en la descarga frente a Pmax-Pmin	22
Ilustración 28. Volumen frente a Pmax-Pmin.	23
Ilustración 29. Volumen del depósito frente a caudal de agua.....	23
Ilustración 30. Temperatura mínima salida 3ª turbina frente al caudal de agua.....	24
Ilustración 31. Volumen frente a temperatura de entrada del agua.....	24
Ilustración 32. Temperatura mínima de salida 2ª turbina frente a temperatura entrada del agua	25
Ilustración 33. Volumen necesario frente a potencia cedida.....	25
Ilustración 34. Caudal de aire frente a potencia cedida.....	26
Ilustración 35. Instalación C.....	27
Ilustración 36. Temperatura mínima salida frente a Pmin	27
Ilustración 37. Temperatura mínima salida con presión máxima entrada a turbina de 30 bar	28
Ilustración 38. Volumen frente a Pmax-Pmin. Presión máxima entrada a turbina: 30 bar	28
Ilustración 39. Esquema instalación D.....	29
Ilustración 40. Volumen del depósito frente a la temperatura de entrada a las turbinas	29
Ilustración 41. Caudal de aire frente a temperatura de entrada a las turbinas	30
Ilustración 42. Calor aportado frente a temperatura de entrada a las turbinas	30
Ilustración 43. Temperatura de salida turbina 2 frente a temperatura de entrada a las turbinas .	31
Ilustración 44. Instalación de carga.....	33
Ilustración 45. Curva característica compresor 0 y 1	34
Ilustración 46. Curva característica compresor 2	35
Ilustración 47. Curva característica compresor 3(izquierda) y 4 (derecha).....	35

Ilustración 48. Temperatura del depósito al final de la carga frente a Pmax- Pmin.....	36
Ilustración 49. Pérdida de presión entre carga y descarga frente a Pmax-Pmin.....	36
Ilustración 50. Tiempo total de carga frente a Pmax-Pmin.....	37
Ilustración 51. Tiempo de carga frente a potencia cedida.....	38
Ilustración 52. Potencia media absorbida por los compresores frente a Pmax.....	38
Ilustración 53. Potencia media absorbida por los compresores frente a Pmin	39
Ilustración 54. Rendimiento frente a Pmax-Pmin	41
Ilustración 55. Rendimiento frente a temperatura del agua caliente	42
Ilustración 56. Rendimiento frente a temperatura de agua fría	43
Ilustración 57. Rendimiento frente a NTU de diseño.....	43
Ilustración 58. Rendimiento frente a caudal de agua	44
Ilustración 59. Instalación de carga con cogeneración.....	45
Ilustración 60. Diagrama T-Q intercambiadores de refrigeración.....	46
Ilustración 61. Rendimiento eléctrico con cogeneración frente a Pmax-Pmin.....	46
Ilustración 62. Rendimiento de cogeneración frente a Pmax-Pmin	47
Ilustración 63. Vapor producido (kg/s) en la carga	47
Ilustración 64. Kilogramos de vapor obtenidos con cogeneración frente a Pmax-Pmin.....	48
Ilustración 65. Instalación de trigeneración	49
Ilustración 66. Instalación de descarga trigeneración	49
Ilustración 67. Diagrama T-Q intercambiadores en la descarga	50
Ilustración 68. Rendimiento eléctrico instalación de trigeneración	50
Ilustración 69. Rendimiento trigeneración frente a Pmax-Pmin	50
Ilustración 70. Cantidad de agua fría obtenida en la expansión frente a Pmax-Pmin	51
Ilustración 71. Curva de funcionamiento a rpm constantes	53
Ilustración 72. Curva característica compresores conectados a un mismo eje.....	54
Ilustración 73. Instalación de carga con compresores en el mismo eje.....	55
Ilustración 74. Rendimiento total con compresores girando con las mismas revoluciones	55
Ilustración 75. Principales pérdidas en un impeler (turbocompresor).....	57
Ilustración 76. Relación entre trabajo a P ₂ y presión ambiente frente a la presión de entrada....	58
Ilustración 77. Depósito esférico.....	59
Ilustración 78. Espesor del depósito frente a Pmax-Pmin.....	59

NOTACIÓN

P_{max}	<i>Presión máxima del aire dentro del depósito</i>
P_{min}	<i>Presión mínima del aire dentro del depósito</i>
η	<i>Rendimiento</i>
W_t	<i>Energía eléctrica cedida por la turbina</i>
W_c	<i>Energía eléctrica absorbida por el compresor</i>
Q_c	<i>Calor cedido al aire expandido</i>
V	<i>Volumen</i>
T	<i>Temperatura</i>
P	<i>Presión</i>
A	<i>Área</i>
\dot{m}	<i>Caudal másico</i>
NTU	<i>Número de Unidades de Transferencia</i>
C_p	<i>Poder calorífico</i>
C_{min}	<i>Caudal másico por su C_p</i>
H_i	<i>Entalpia</i>
U	<i>Energía interna</i>
I_{DF}	<i>Pérdidas por fricción del disco</i>
I_L	<i>Pérdidas por fuga</i>
C_{MD}	<i>Coefficiente del disco o impeler</i>
ρ_2	<i>Densidad a la entrada del compresor</i>
r_2	<i>Radio exterior en la entrada al compresor</i>
\dot{m}_{CL}	<i>Caudal de fugas</i>
U_{CL}	<i>Coefficiente entre presión en el rodete y la ambiente</i>
σ	<i>Tensión circunferencial del depósito</i>
D	<i>Diámetro del depósito</i>

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este trabajo es evaluar un sistema de almacenamiento de aire a presión a pequeña escala (~25 kW) o sistema micro CAES (compressed air energy storage) para la producción de potencia, haciéndose uso de varios modelos que simulen la instalación.

Los sistemas CAES consisten en comprimir aire desde el ambiente hasta un depósito con compresores movidos por un motor eléctrico. Cuando se demanda la potencia eléctrica, el aire almacenado es expandido en unas turbinas que mueven un alternador.

En las turbinas de gas, el compresor y la turbina están en el mismo eje, de forma que compresión y expansión están acoplados. Con el sistema CAES se consigue desacoplar el proceso de compresión y expansión de manera que ambos ejes pueden girar a distintas velocidades.

Hoy en día, existe un incremento en el uso de fuentes renovables para abastecer la demanda eléctrica. Según los acuerdos firmados, en Europa se debe suplir hasta el 20% de la demanda con energías renovables en 2020 [1]. Por ese motivo la Unión Europea está destinando financiación a proyectos que colaboren con ese objetivo, como es el uso de sistemas CAES [2].

Los sistemas CAES presenta un potencial en el almacenamiento de esa energía eléctrica proveniente de fuentes renovables. La necesidad se presenta al aparecer unas fluctuaciones de baja frecuencia que provocan un abastecimiento irregular, como por ejemplo, la presencia o no de rachas de viento o los paneles fotovoltaicos que solo producen de día.

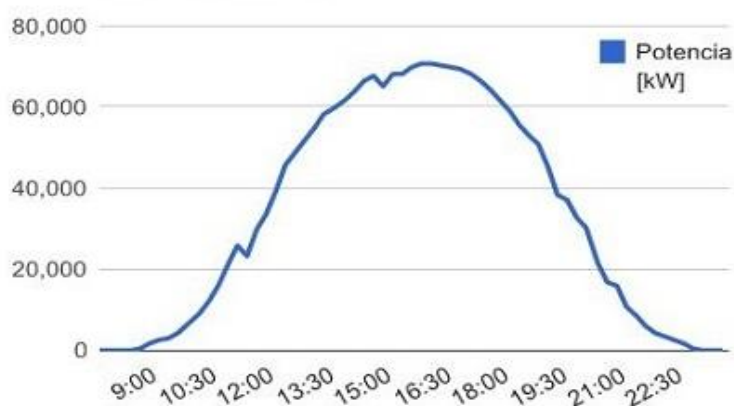


Ilustración 1. Curva de potencia típica de una instalación fotovoltaica [3]

Otro uso de los sistemas CAES es el de comprimir aire cuando el precio de la luz es bajo, en las horas nocturnas, para posteriormente, cuando el precio es alto, expandirlo y obtener trabajo. Pese a la imposibilidad de obtener la misma energía en la descarga que en la carga, la diferencia de precios hace que exista un beneficio como reflejan algunos estudios [4].

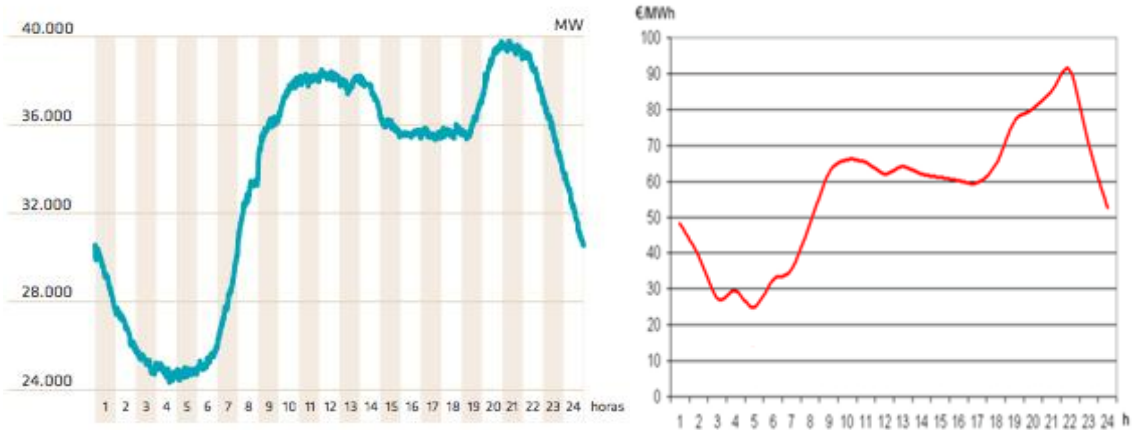


Ilustración 2. Demanda eléctrica nacional en MW (izquierda) precio MWh (derecha) por hora

En 1973 se instaló en Alemania la primera planta de almacenamiento de energía en aire comprimido, haciendo uso de las cuevas naturales del subsuelo como almacén. Más tarde se han ido instalado plantas similares en Estados Unidos.

La planta alemana puede proveer 321 MW durante dos horas, después de su “repowering” en 2006, con una eficiencia del 42% [5]. Esta instalación hace uso de gas para elevar la temperatura del aire a la salida del depósito, antes de entrar a las turbinas, con el fin de obtener más potencia.

La mayoría de la literatura estudia la implantación de los sistemas CAES a gran escala situándolo cerca de la producción eléctrica, como por ejemplo al lado de un parque eólico [6], [4] y [7].

En este proyecto, como ya se ha dicho, se tratará un sistema micro CAES. Uno de los principales puntos de interés es la aplicación de la generación distribuida, que consiste en generar la energía eléctrica al lado de la demanda. Así se ahorra cuantiosas pérdidas por el transporte de la electricidad [8]. Las zonas urbanas son las localizaciones más lógicas, donde es más sencillo instalar pequeñas instalaciones como esta, e imposible o muy difícil instalar grandes centrales de producción de potencia.

Además, los sistemas CAES puede servir como una fuente de calor y frío, convirtiéndose en una instalación de trigeneración (T-CAES) [9], pero para su aprovechamiento es necesario que su ubicación este al lado de la demanda, lo cual es solo posible si se trata de sistemas micro CAES.

2. PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

En este capítulo se va a desarrollar los conceptos que después se utilizarán para realizar el estudio de la instalación

2.1 Sistema A-CAES ideal

El sistema A-CAES (adiabatic compressed air energy storage) consiste en almacenar aire comprimido sin aporte o extracción de calor en todo el proceso, es por tanto un sistema totalmente adiabático.

El sistema tendrá dos etapas, una primera cuando la luz este barata o se tenga un excedente de producción, en la cual se comprimirá aire desde el ambiente hasta el depósito. La presión del depósito variará entre la presión mínima y la presión máxima, como se verá en siguientes apartados; y una segunda etapa donde se expandirá el aire del depósito hasta la presión ambiente.

Con unas máquinas isentrópicas y un depósito adiabático, la energía que se consigue en la descarga es la misma que se invierte en la carga

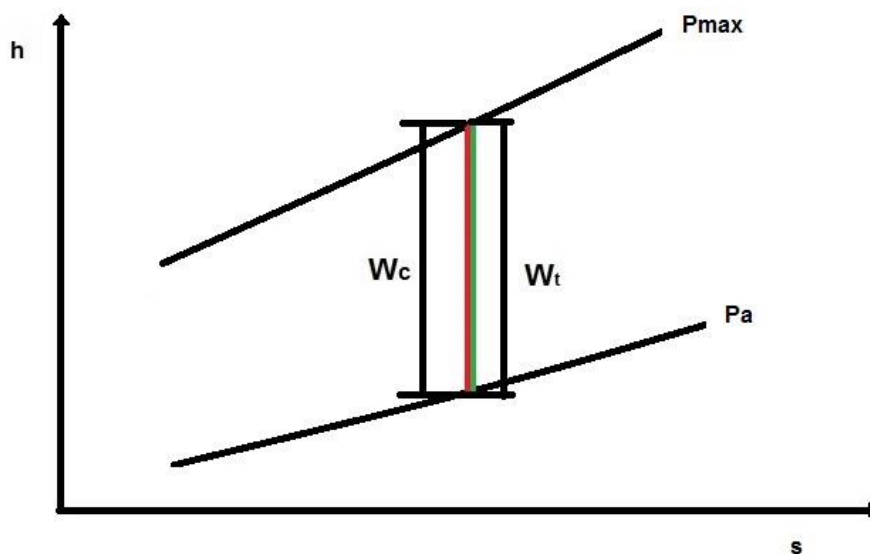


Ilustración 3. Proceso de carga y descarga sistema A-CAES ideal

2.2 Sistema A-CAES

Como no existen máquinas isentrópicas, la evolución real que tendrá el proceso adiabático de carga y descarga será con ganancia de entropía.

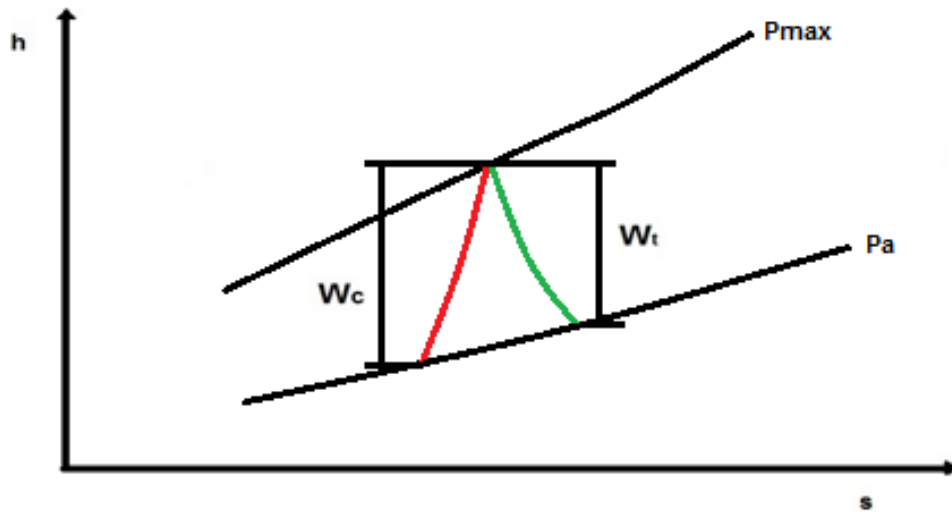


Ilustración 4. Proceso de carga y descarga A-CAES

Como no existe combustión antes de la expansión, el trabajo que se puede aprovechar en la turbina es menor al trabajo de compresión y por tanto el saldo de potencia es negativo, al contrario que ocurre en las turbinas de gas.

$$W_c > W_t$$

2.3 Sistema CAES sin aporte de calor

El depósito por muy bien hecho que este, tendrá unas pérdidas de calor que hará enfriar el aire que contiene. Esto se traducirá en una disminución del trabajo que se puede obtener después en las turbinas. Según el tiempo que discurra entre carga y descarga, la temperatura del aire almacenado podrá disminuir hasta la temperatura ambiente.

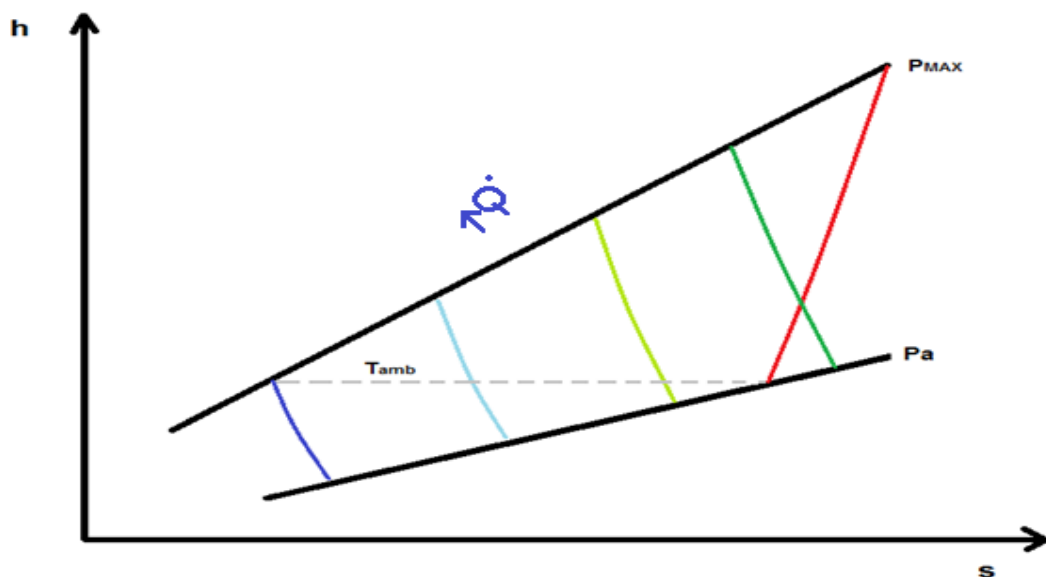


Ilustración 5. Proceso de carga y descarga CAES sin aporte de calor

También influye la presión máxima de almacenamiento que hará que la temperatura del depósito tras la carga sea mayor, debido a la mayor relación de compresión.

En el estudio que se hará después, el aire del depósito antes de la descarga se encuentra a temperaturas próximas al ambiente, atendiendo a la ilustración 5, la temperatura del aire a la salida de la expansión será menor que la ambiente y esto puede aprovecharse como una fuente de frío.

2.4 Rendimiento

En los sistemas térmicos de producción de potencia se utiliza el rendimiento de Carnot como el máximo rendimiento teórico que se puede obtener en relación a las temperaturas equivalentes de aportación y cesión.

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1)$$

Siendo T_{min} la temperatura media de cesión de calor y T_{max} la temperatura media de aportación de calor.

Sin embargo en los sistemas CAES no tiene el mismo sentido, porque los procesos de carga y descarga no ocurren de manera cíclica sino separados en el tiempo. Además de no existir aporte o cesión de calor.

Se define un rendimiento eléctrico que evalúe mejor el sistema. La energía eléctrica que se consigue en la descarga entre la consumida en la carga [10].

$$\eta_e = \frac{W_t}{W_c} \quad (2)$$

El motivo de definirlo así es que la energía eléctrica en la descarga es siempre menor que la empleada en la carga como se ha visto anteriormente. Además debe evaluarse en términos energéticos y no de potencia porque carga y descarga están desacopladas y los tiempos de ambos son muy diferentes. Según estudios realizados, este rendimiento se encuentra en el entorno del 30% [11].

Para sistemas CAES el tiempo entre carga y descarga hace que el trabajo que se puede obtener en la descarga varíe, esto afecta directamente al rendimiento que va disminuyendo hasta que el depósito alcanza la temperatura ambiente.

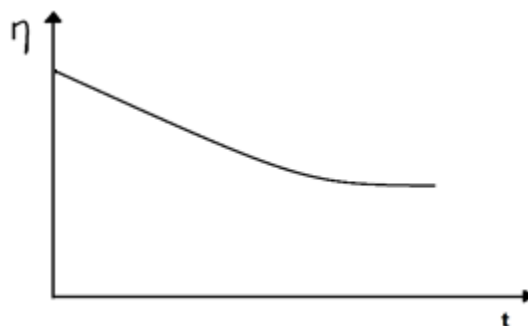


Ilustración 6. Rendimiento sistema CAES frente al tiempo entre carga y descarga

Cuando el calor de refrigeración del aire que sale de los compresores es aprovechado para otra utilidad, se puede hablar de cogeneración. En este caso se define otro rendimiento que

contabiliza el calor aprovechado, pese a que no sea totalmente correcto sumar energía eléctrica y calorífica.

$$\eta_{cog} = \frac{W_t + Q_{cog}}{W_c} \quad (3)$$

Q_{cog} es el calor que se obtiene de la refrigeración en la compresión

También se define el rendimiento térmico de la instalación en el caso de que se tenga como un aporte el calor que necesita el aire en la expansión

$$\eta_T = \frac{W_t + Q_{cog}}{W_c + Q_c} \quad (4)$$

Q_c es el calor que se le debe ceder al aire en la expansión

Por último, si se tiene una trigeneración y por tanto se aprovecha el calor intercambiado en carga y descarga. Se puede definir el rendimiento de trigeneración.

$$\eta_{T-gen} = \frac{W_t + Q_{cog} + Q_c}{W_c} \quad (5)$$

2.5 Tipo de máquinas a utilizar

La presión máxima que se va a tratar es 70 bar. El principal motivo es que elegir una presión mayor haría que el espesor de las paredes del depósito fuera demasiado grueso. Además números estudios escogen presiones máximas entorno a ese valor [11] y [12].

Para las potencias que se van a tratar, en torno a 25 kW, realizando un modelo muy básico de expansión desde 50 bar hasta el ambiente con un rendimiento isentrópico del 70%

$$\eta_s = 0.7 = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (6)$$

$$\dot{W} = 25000 = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (7)$$

El caudal que se obtiene es de aproximadamente 180 gr/s.

Ese caudal mantenido durante 2 horas hace un total de 1296 kg de aire.

Estimando un tiempo de carga de media hora, el caudal que circulará por los compresores es 720 gr/s.

Para seleccionar el tipo de compresor que mejor se adapta a las necesidades impuestas es necesario definir alguna variable adimensional como la velocidad específica.

$$N_s = N \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

La velocidad específica es proporcional a la velocidad de giro, el caudal volumétrico y la presión a la entrada.

Tomando un diámetro óptimo se puede sacar de la siguiente gráfica que turbomáquina se adapta mejor a la instalación en función de la velocidad específica.

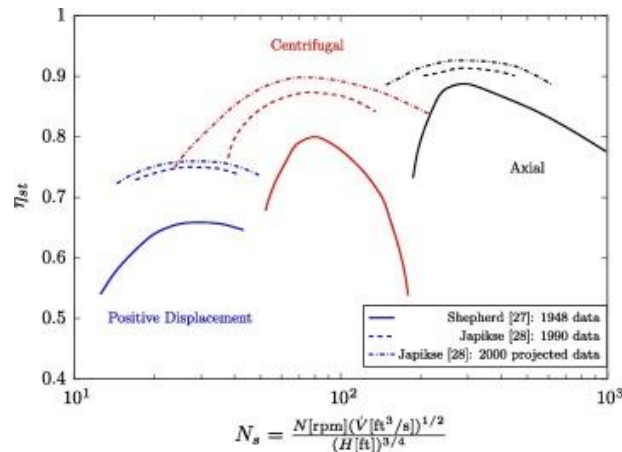


Ilustración 7. Rendimiento isentrópico frente a velocidad específica

Partiendo de una compresión multietapa de 3 saltos de presiones e intentando conseguir un alto rendimiento, la velocidad específica debe ser de 100.

Como se conoce el caudal volumétrico y la presión a la entrada de cada uno, se obtienen unas velocidades de giro de 37 000 rpm para el primero, 72 000 rpm para el segundo y 140 000 rpm para el tercero. Dadas esas revoluciones por minuto un compresor centrífugo es el que mejor se adapta.

Además, tiene sentido el aumento de las velocidades de giro de un compresor a otro, pues cada uno es más pequeño que el anterior y por tanto, para mantener una buena relación de compresión debe girar más rápido

2.6 Compresión y expansión escalonada

Una compresión isoterma requiere de menos energía para llegar a la misma presión que una compresión adiabática, esta última es la que realizan los turbocompresores.

Si se comprime un gas ideal

$$P V = n R T \quad (8)$$

$$T = cte \rightarrow W = \int P dV = \int \frac{n R T}{V} dV = n R T \cdot \ln \frac{V_B}{V_A} \quad (9)$$

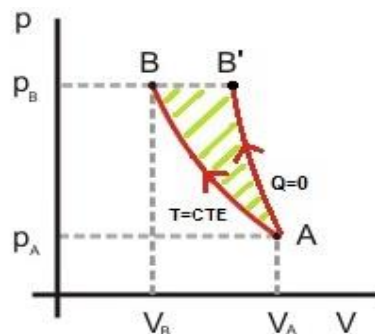


Ilustración 8. Proceso de compresión adiabática e isoterma

El área rayada en verde es la energía ahorrada entre compresión adiabática e isoterma.

Con la tecnología actual, es imposible realizar con una sola turbomáquina una compresión isoterma, en su lugar se hace una compresión escalonada con refrigeración intermedia, aproximando la curva de compresión a la curva isoterma

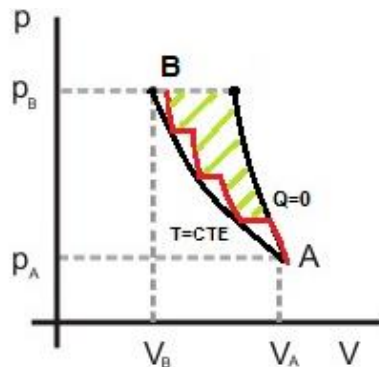


Ilustración 9. Compresión escalonada con refrigeración

Para mejorar los rendimientos, se procede a incluir en el ciclo una compresión escalonada, donde se refrigerará el aire comprimido con agua por medio de un intercambiador de calor; y también una expansión escalonada, donde se transferirá calor desde una corriente de agua a temperaturas próxima a la ambiente al aire expandido.

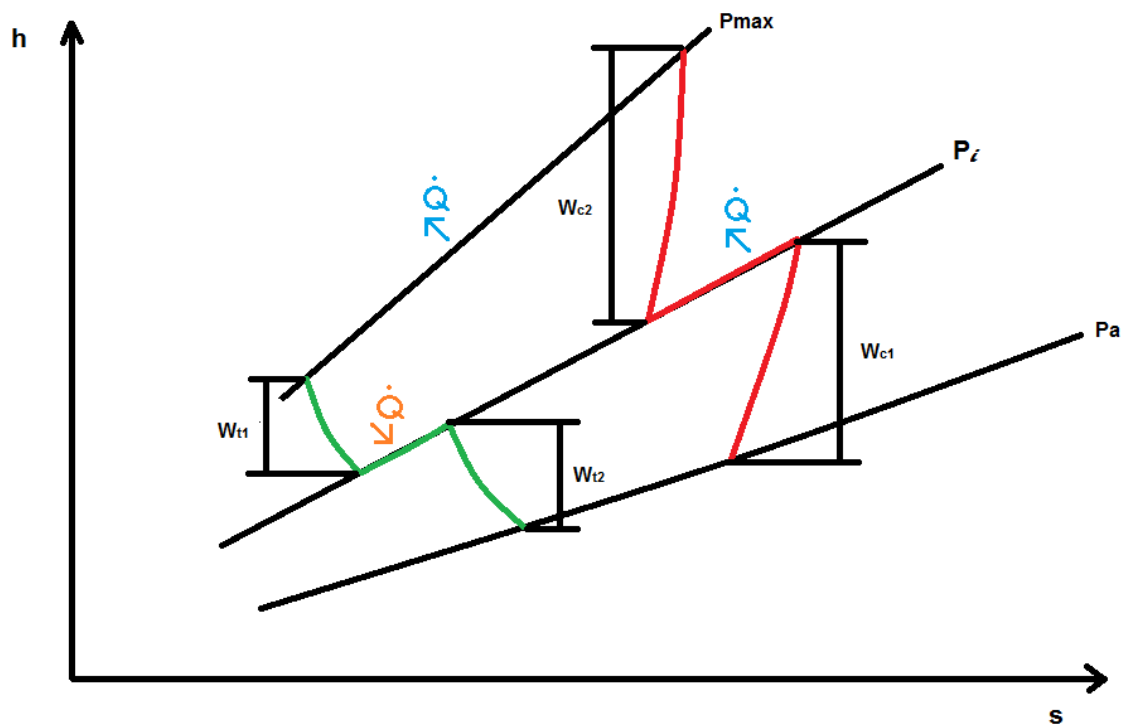


Ilustración 10. Proceso de carga y descarga con refrigeración y aporte de calor

En capítulos posteriores se verá como la expansión escalonada se hará necesidad, puesto que las temperaturas que se alcanzan a la salida son muy bajas y provocan problemas mecánicos por la erosión del hielo y el aumento de la viscosidad del aceite lubricante.

De no tener una necesidad de aprovechar tanto el calor generado en la compresión como el frío en la expansión, se podría hacer uso de dos depósitos adicionales, donde se guarde un fluido calo portador que fluya en un sentido para la compresión y en el sentido contrario para la expansión, de esta forma también se mejoraría el rendimiento.

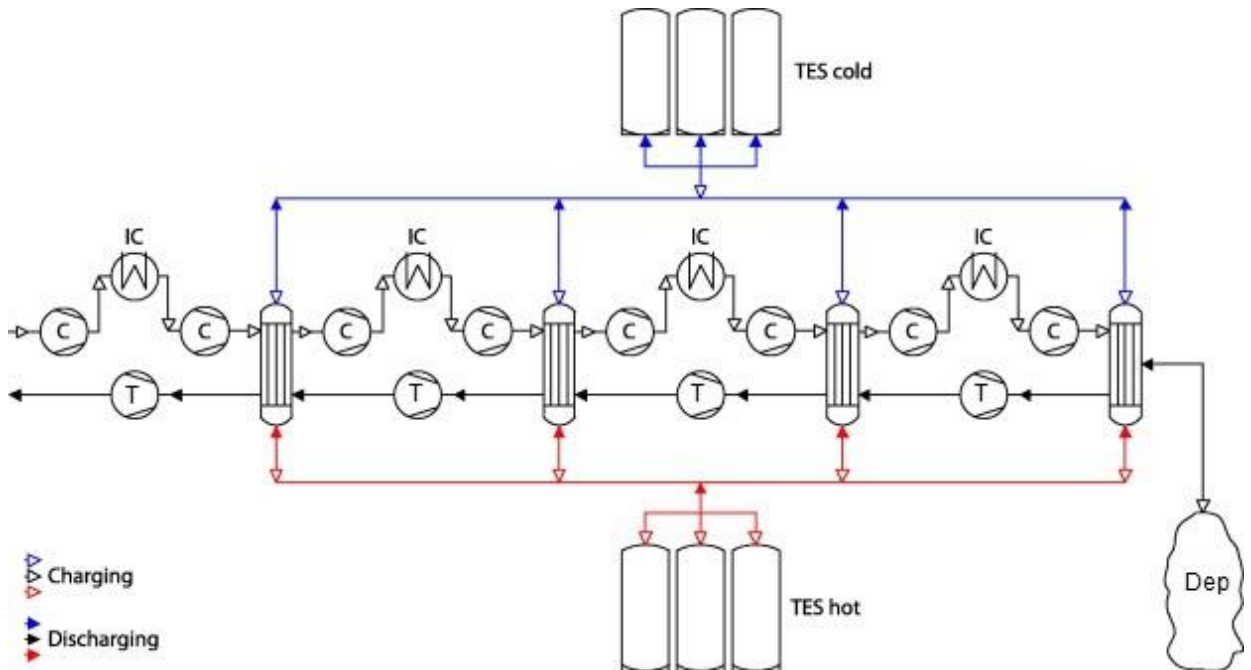


Ilustración 11. Instalación CAES con acumulador de calor [10]

2.7 Presión máxima y mínima

La carga y la descarga se tratarán como un proceso cuasi-estacionario, de manera que dicho proceso podrá caracterizarse a partir de 4 regímenes permanentes. El depósito en la descarga (y a la inversa en la carga) variará su presión desde una presión máxima hasta una presión mínima. Ese salto de presiones se dividirá en 4 saltos idénticos y cada “régimen” se evaluará a la presión media del intervalo.

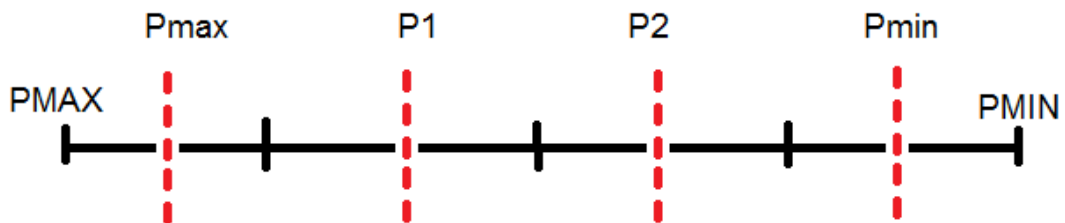


Ilustración 12. Intervalos de presión para carga y descarga

Por comodidad al primer intervalo se le ha denominado Pmax y al último intervalo Pmin. A partir de ahora este documento se referirá a las presiones medias de cada intervalo, por tanto si en algún gráfico se muestra una evolución de 50 a 20 bar, Pmax=50, Pmin=20, P1=40 y P2=30.

2.8 Componentes de la instalación

La instalación contará con turbocompresores, intercambiadores de placas de circuito impreso, resistente a alta presión, un depósito para almacenar el aire a presión y turbinas.

Un posible esquema de la instalación sería el siguiente

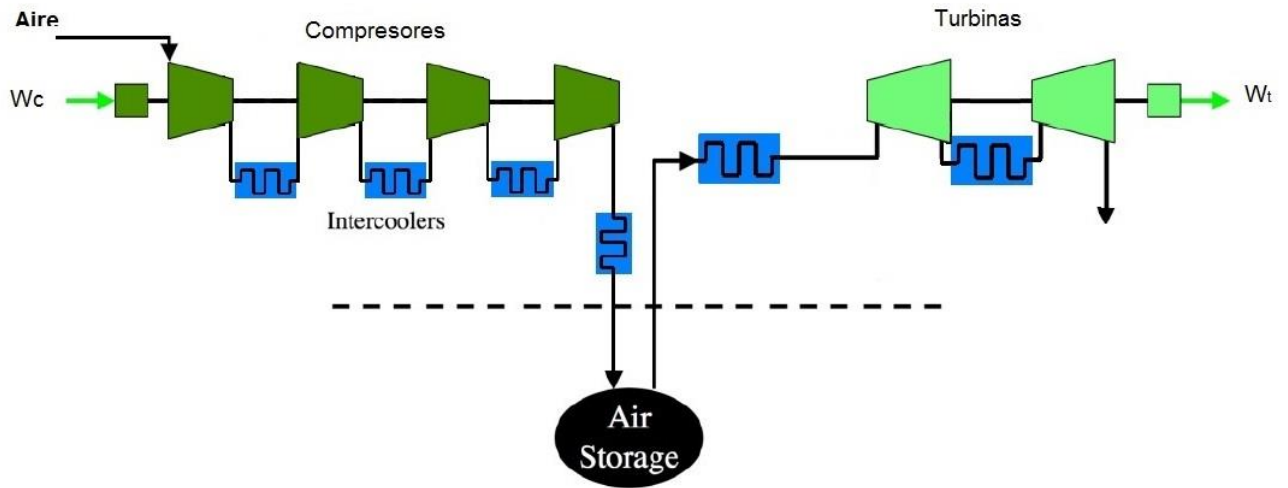


Ilustración 13. Instalación inicial de estudio [13]

A continuación, se desarrollará el modelo que se le hará a cada componente para simular la instalación.

2.9 Modelo de la turbina

La turbina es la máquina térmica donde se expande el aire a presión para producir la potencia eléctrica. Atendiendo a las curvas características de las turbinas

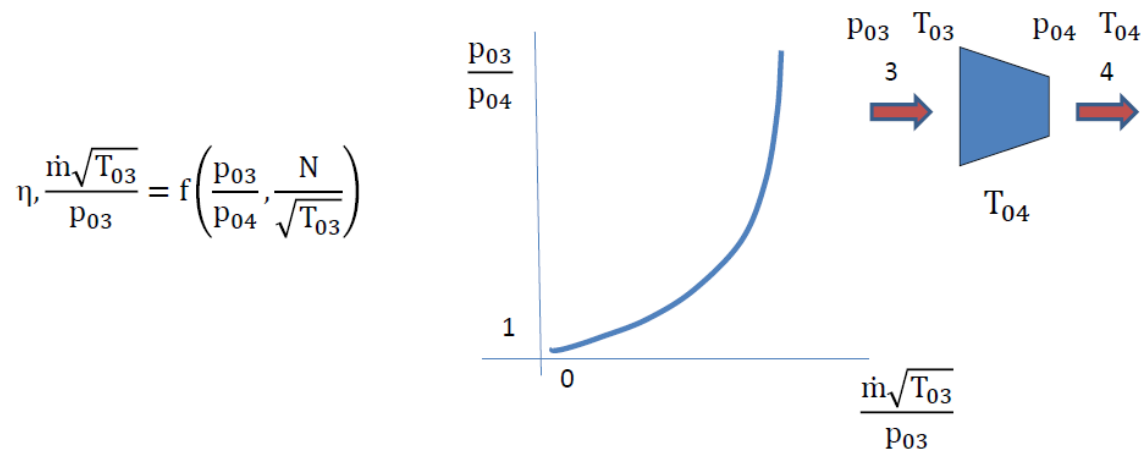


Ilustración 14. Modo de funcionamiento de la turbina [14]

Se puede considerar a la turbina bloqueada y el gasto corregido como constante para todos los salto de presiones, esto es

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = cte \quad (10)$$

El punto de diseño en la primera turbina se situará para la presión Pmax. Por tanto el caudal másico saliente en las otras etapas dependerá de cómo varíe las condiciones de presión y temperatura en el depósito.

Además se supone un rendimiento constante para cada etapa del 70%, tomado ese valor de un catálogo de turbinas radiales como un rendimiento estándar [15].

2.10 Modelo del depósito

El depósito será donde se almacene el aire comprimido en la etapa de carga para después servir como alimentación a las turbinas.

Para el modelo del depósito se distinguirá entre carga y descarga, pues se tomará como hipótesis que la temperatura inicial del aire en el interior del depósito será próxima en la ambiente para ambos procesos

Se utilizará el primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos.

$$Q + W + \sum_{in} m_{in} \cdot \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_{in} - \sum_{out} m_{out} \cdot \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_{out} = \Delta U \quad (11)$$

Considerando que los tiempos de operación no permiten un intercambio de calor considerable con el ambiente, se tomará como hipótesis que el proceso de carga y descarga del depósito es adiabático. Además la diferencia de energía potencial se considerará despreciable al igual que la energía cinética.

Aplicando estas hipótesis el primer principio para la carga queda:

$$m_{in} \cdot H_{in} = \Delta U \quad (12)$$

Y para la descarga

$$-m_{out} \cdot H_{out} = \Delta U \quad (13)$$

Las entalpías y energías internas se calcularan con el programa EES (Engineering Equation Solver) con la introducción de dos parámetros. El flujo saliente tendrá las condiciones del depósito en cada régimen y el flujo entrante variará sus condiciones según la presión máxima que se fije y la configuración de compresores que se elija.

El tamaño del depósito se calcula para presión máxima y a temperatura cercana a la ambiente (+25°C), con la densidad $\rho_d = \frac{M_{total}}{Vol}$. La densidad está en función de la temperatura y la presión en el programa EES y la masa total es un parámetro que se calculará, de esta forma se obtiene el volumen.

2.11 Modelo de los intercambiadores

Los intercambiadores es donde se realiza la transferencia de calor entre el aire y otro fluido.

Los intercambiadores que se van a modelar son de placas de circuito impreso, resistente a las altas presiones que tendrá el aire. Por simplicidad, no se estudiará el diseño del intercambiador, sino que se situará un punto de diseño y para condiciones fuera de diseño se utilizará una correlación en función del caudal y el método ε -NTU.

Por definición: $NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$

$$\frac{NTU}{NTU_d} = \frac{U \cdot \frac{A}{C_{min}}}{U_d \cdot \frac{A}{C_{mínd}}} \quad (14)$$

Como se demuestra en [16] $\frac{U}{U_d} \approx \left(\frac{m_w}{m_{wd}}\right)^{0.8}$ (15)

$$\frac{NTU}{NTU_d} = \frac{C_{min,d}}{C_{min}} \cdot \left(\frac{m_w}{m_{wd}}\right)^{0.8} \quad (16)$$

El fin de conocer como varía el NTU es ver cómo va cambiando la efectividad con respecto a la situación de diseño. La efectividad es la relación entre calor real y calor máximo teórico que se puede intercambiar en un intercambiador de calor.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{Real}}{\dot{Q}_{Max}} \quad (17)$$

La relación que existe entre ambas variables (E-NTU) está estudiada y recogida en tablas.

Para la instalación que atañe a este trabajo, se has escogido un intercambiador de placas de circuito impreso con flujo a contracorriente, cuya curva E-NTU es la siguiente:

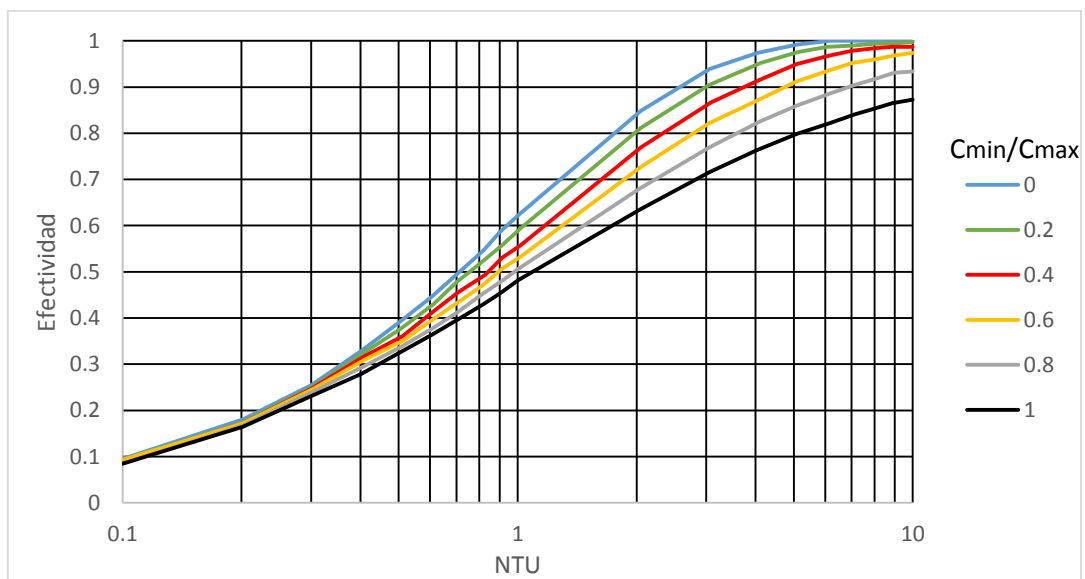


Ilustración 15. Curvas E-NTU de intercambiadores de placas con flujo a contracorriente [17]

Puesto que no se dispone de una ecuación que se adapte a esta gráfica, se aproximará con la ecuación de efectividad-NTU a contracorriente simple, con una pequeña corrección [18].

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot [1 - R])}{1 - R \cdot \exp(-NTU \cdot [1 - R])} - 0.03 \quad (18)$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (19)$$

Se puede observar que para valores de $NTU > 1$, la gráfica se superpone en su conjunto, siendo las líneas amarillas las correspondientes a la ecuación de la efectividad en contracorriente corregida

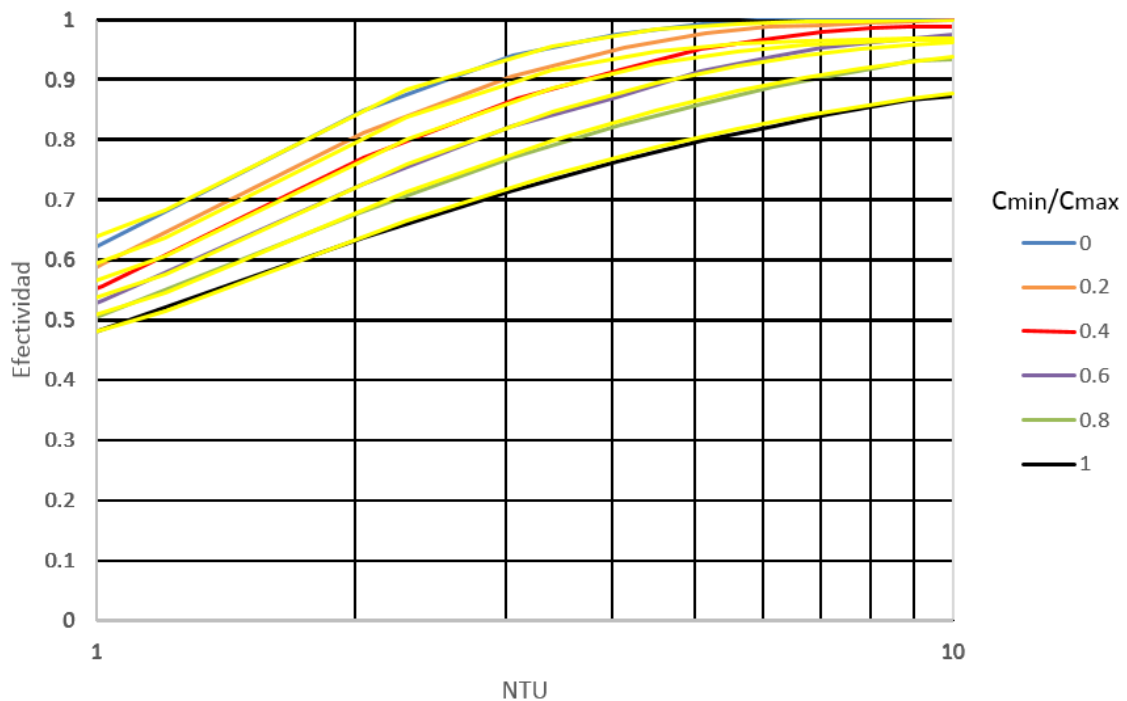


Ilustración 16. Acoplamiento curva E-NTU contracorriente a curva E-NTU placas

Se usará en un principio un caudal de agua de 0.5 kg/s, orden de magnitud de la corriente de aire, a temperatura ambiente para refrigerar el aire comprimido y calentar el aire expandido. Después se verá cómo afecta un cambio en el caudal o en la temperatura de entrada del agua al rendimiento y al volumen del depósito.

2.12 Modelo del compresor

El compresor es la máquina que comprime el aire. Como ya se ha dicho, para la aplicación que se va a estudiar, el tipo de turbocompresor que mejor se adapta es el centrífugo. Para modelarlo se hará uso de unas curvas características reales sacadas de un catálogo de la marca Garret [15].

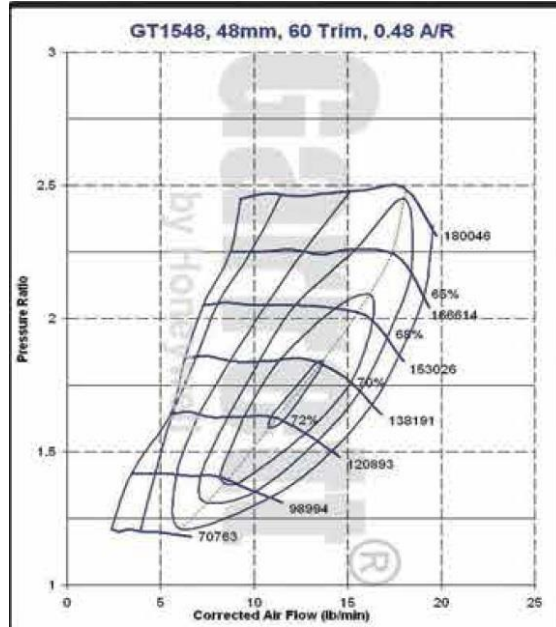


Ilustración 17. Curva característica de un turbocompresor centrífugo

El gasto corregido se calculará con la siguiente ecuación

$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{03}/288}}{p_{03}/1.013} = \dot{m}_{\text{corregido}} \quad (20)$$

Cada compresor será diferente, pues las secciones necesarias y el gasto corregido varía conforme se va comprimiendo el aire, por ello se escogerán las curvas correspondientes del catálogo para cada compresor.

Como no es posible integrar al completo las curvas características en el programa EES, se obliga a cada compresor a trabajar en una línea de operación de régimen variable, tal y como muestra la siguiente figura

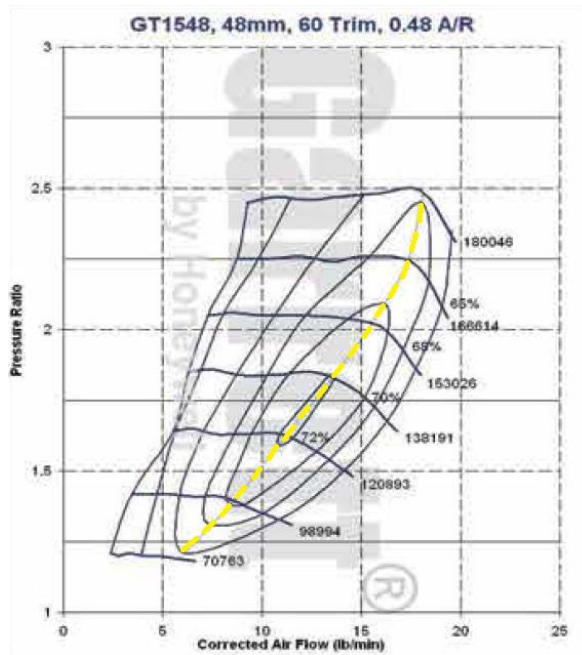


Ilustración 18. Línea de trabajo para un compresor

Los rendimientos y las relaciones de compresión se dejaron en función del gasto corregido de cada compresor. Esto añade la restricción de no poder usar una misma relación de compresión para diferentes caudales. Sin embargo, se asegura que el rendimiento será el máximo posible.

El motivo de no trabajar a revoluciones constantes y sí a régimen variables, es que esta última permite una mayor flexibilidad a la hora de elegir las relaciones de compresión. Una consecuencia es que será necesario un motor eléctrico por cada eje, pues cada uno girará a una velocidad.

3. ANÁLISIS DEL PROCESO DE DESCARGA

Este capítulo tratará sobre el proceso de descarga, imponiendo que se debe producir 25 kW durante dos horas. Cada régimen durara media hora. El objetivo es analizar cómo varían algunos parámetros de interés como es el volumen frente a la relación de presiones $P_{max}-P_{min}$.

Otros datos son:

- Caudal de agua 0.5 kg/s
- Temperatura de entrada del agua 30°C
- Temperatura ambiente 15°C
- Presión ambiente 1 bar
- Temperatura del depósito inicial 25°C
- Rendimiento de la turbina 70%
- Temperatura mínima a la salida de la primera turbina de -50°C

3.1 Instalación de descarga A

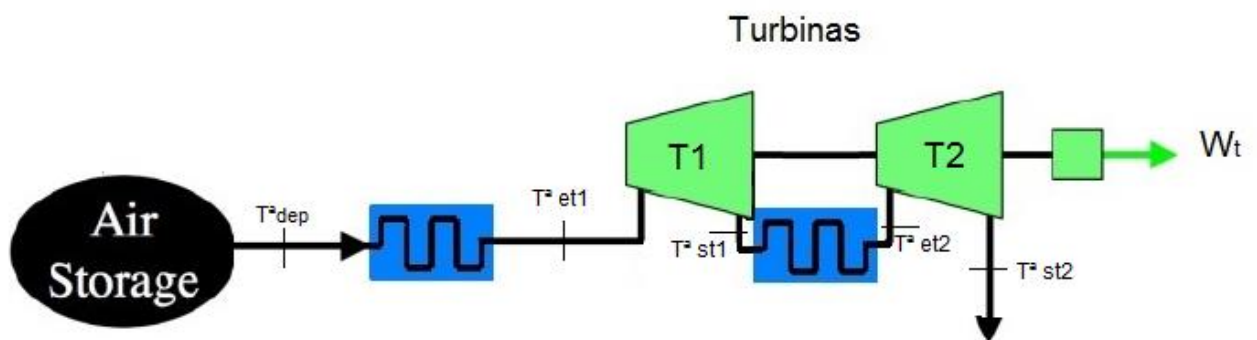


Ilustración 19. Esquema instalación A en la descarga

T^a_{dep} : temperatura del depósito, la cual varía de régimen a régimen.

T^a_{et1} : temperatura de entrada de la turbina 1

T^a_{st1} : temperatura de salida de la turbina 1

T^a_{et2} : temperatura de entrada de la turbina 2

T^a_{st2} : temperatura de salida de la turbina 2

3.1.1 Volumen del depósito

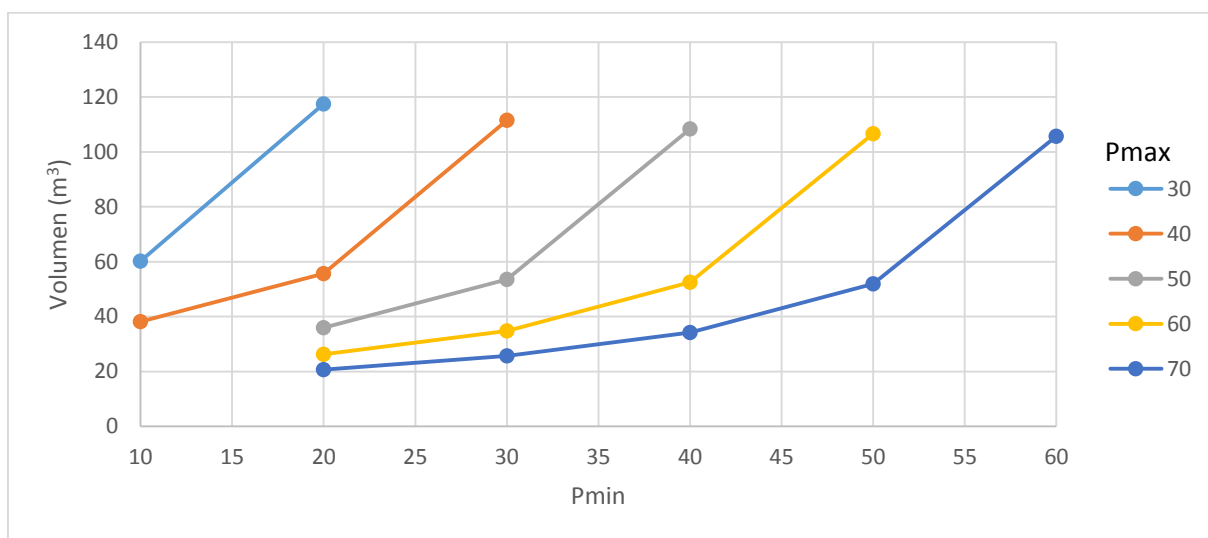


Ilustración 20. Volumen frente a Pmax-Pmin

Cada línea representa la presión máxima del depósito y en el eje 'x' varía la presión mínima para esa presión máxima, en el eje 'y' se representa el volumen necesario en cada caso

Se observa cómo el Volumen necesario varía mucho con el salto de presiones disponible en el depósito. Sin embargo, apenas varía con la presión máxima si el incremento de presiones en el depósito se mantiene constante, esto es que si la diferencia entre presión máxima y mínima son 10 bar, para cada presión máxima el volumen apenas varía y sin embargo el espesor necesario del depósito si aumenta.

En un principio parece lógico elegir siempre rango de presiones de más de 20 bar entre presión máxima y mínima, pues se reduce considerablemente el volumen necesario

3.1.2 Caudal de descarga

En cada ciclo de carga y descarga, hay una cantidad de aire que debe entrar o salir del depósito, se representa a continuación, la cantidad necesaria de aire que haría falta según P_{max} - P_{min}

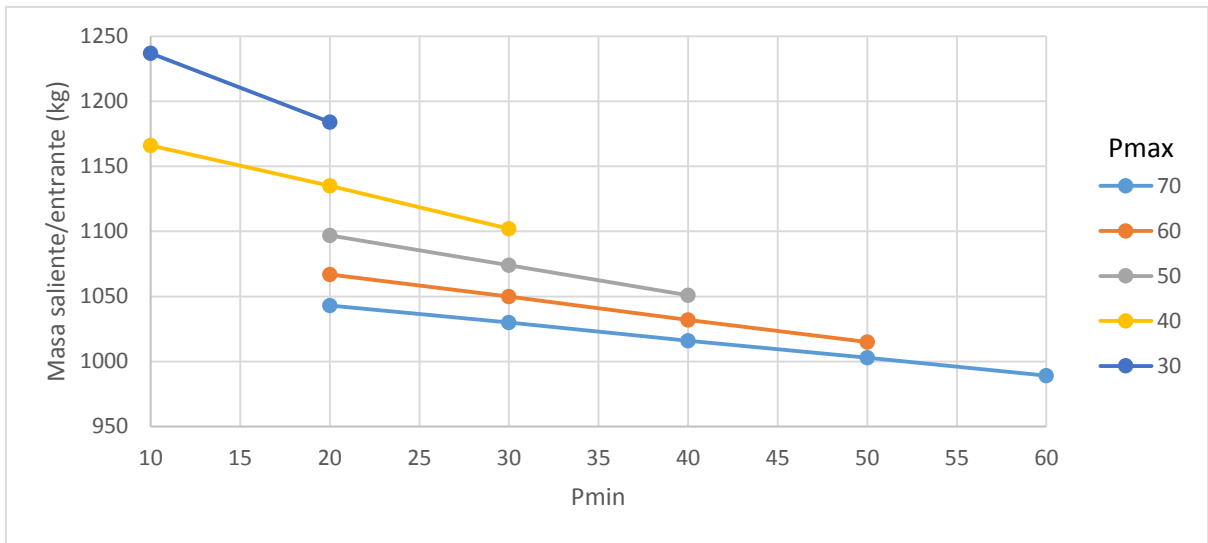


Ilustración 21. Masa saliente/entrante frente a P_{max} - P_{min}

En términos de gr/s para una descarga de 2 horas el gráfico anterior se representa para un caudal medio de salida:

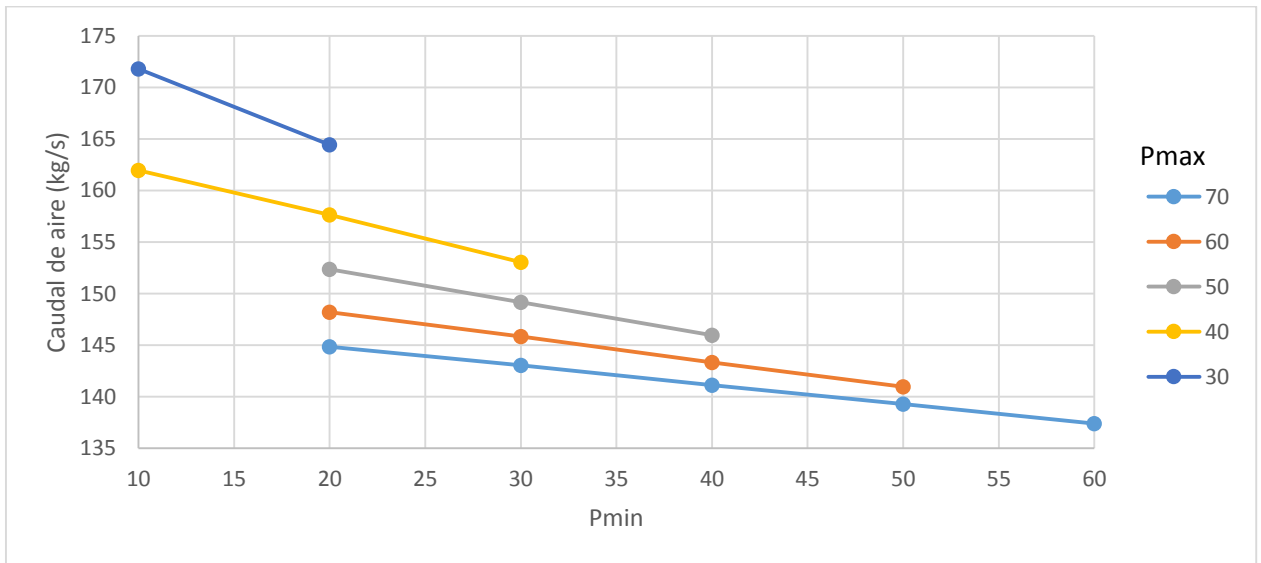


Ilustración 22. Caudal de aire en la descarga frente a P_{max} - P_{min}

La reducción del caudal es significativa, llegando a ser posible utilizar máquinas más pequeñas para las presiones más altas.

3.1.3 Temperatura mínima del depósito

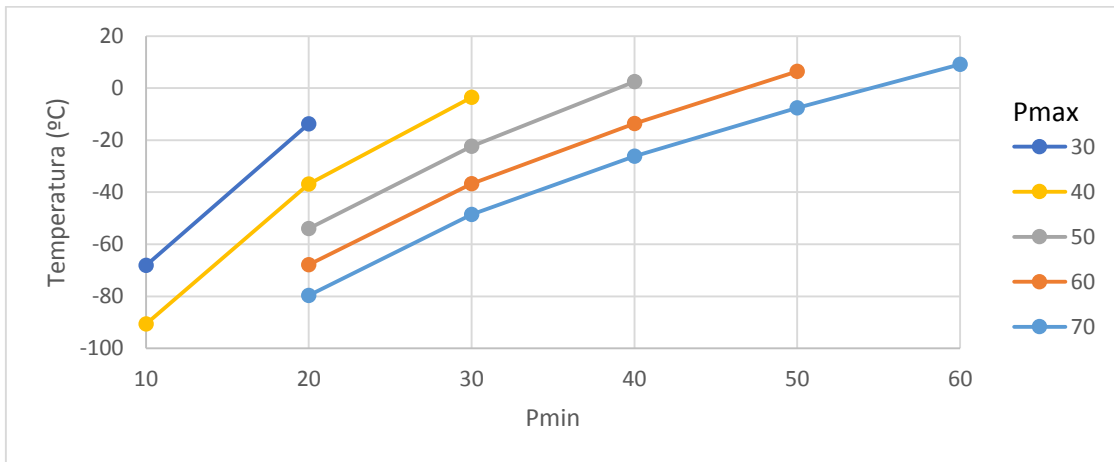


Ilustración 23. Temperatura mínima del depósito frente a Pmax-Pmin

Como era de esperar, la temperatura mínima del depósito varía mucho con el salto de presiones del depósito y también en menor medida con la presión máxima.

En principio es mejor escoger altas presiones con poco salto, pero esto será un inconveniente para la temperatura de salida de la segunda turbina como se verá a continuación.

3.1.4 Temperatura mínima a la salida de la segunda turbina

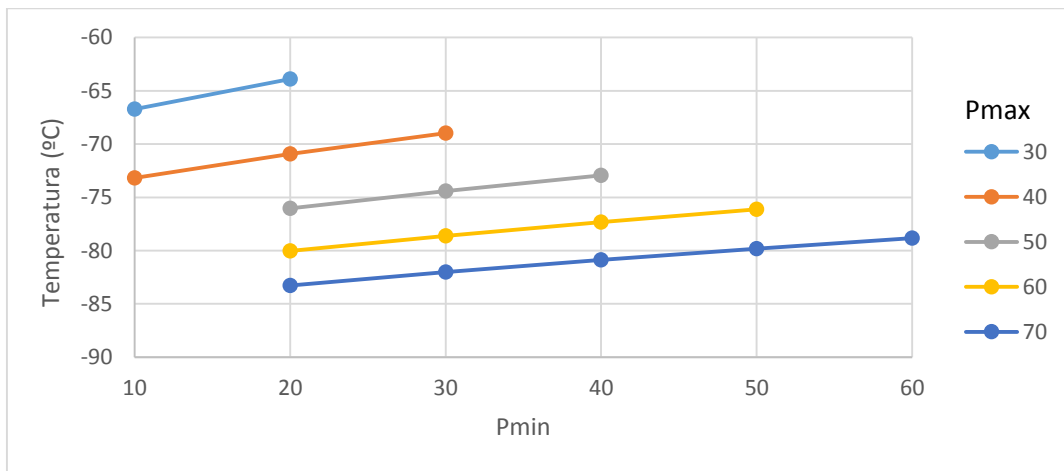


Ilustración 24. Temperatura mínima de salida de la turbina 2 frente a Pmax-Pmin

Las temperaturas mínimas a la salida de la segunda turbina si son más sensible a la presión máxima que las anteriores y apenas sensible al salto de presiones, esto se debe a que esta temperatura se consigue en el primer régimen cuando el depósito se encuentra a Pmax y por tanto, la temperatura del depósito no varía porque no se ha vaciado.

En el caso menos crítico (30-20 bar) las temperaturas son menores a -50°C. Cuando la temperatura disminuye por debajo de ese valor y la humedad es alta, existe un alto riesgo de producirse erosión por el hielo. Además, los aceites lubricantes se ven muy afectados por las temperaturas tan bajas que hace aumentar su viscosidad, perdiendo su propiedad lubricante.

Será necesario una modificación en la instalación que puede ser:

- Añadir otra turbina y otro intercambiador.
- Laminar el aire saliente del depósito hasta una presión que no provoque problemas.
- Laminar el aire saliente del depósito hasta la presión mínima y elevar su temperatura con un quemador.

3.2 Instalación de descarga B

Se procede a añadir otra turbina.

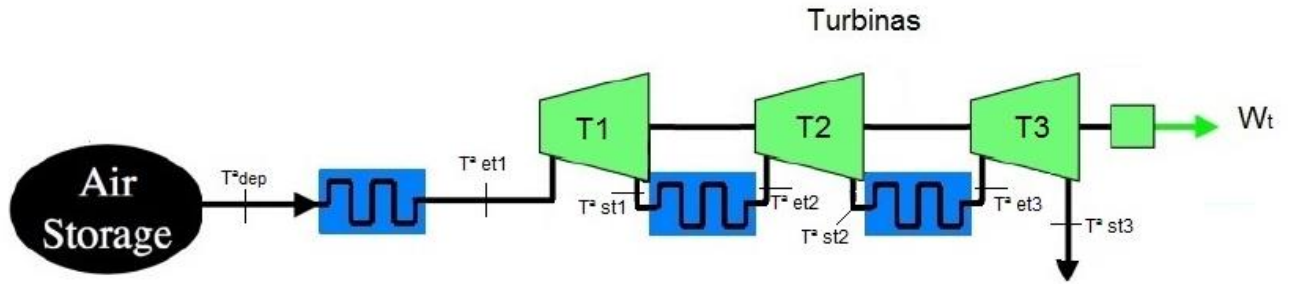


Ilustración 25. Esquema instalación B descarga

Esta vez se fija la temperatura mínimas a la salida de la turbina 1 en -40°C y de la turbina 2 en -50°C .

3.2.1 Temperatura mínima a la salida de la tercera turbina

Como se vio antes, la temperatura mínima al alcanzarse en el primer régimen, no depende de la temperatura del depósito mínima. Se representa a continuación la dependencia de la temperatura mínima a la salida de la tercera turbina con respecto a P_{max} y P_{min}

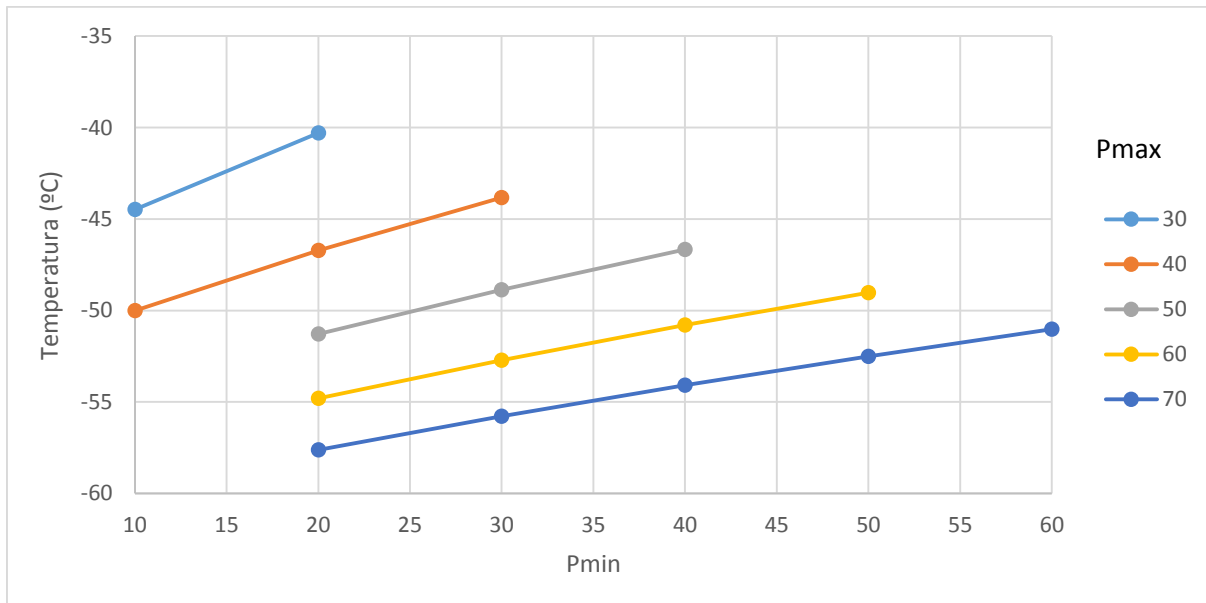


Ilustración 26. Temperatura mínima de salida turbina 3 frente a P_{max} - P_{min}

Los problemas mecánicos por temperatura, ya no deberían ser un problema para presiones máximas menores a 50 bar. Esta solución no termina de ser buena, y aunque incita a incluir otro escalonamiento, se va a ver cómo han variado otros parámetros al incluir esta tercera turbina

Además con esta configuración se logra mejores equilibrios de relación de expansión entre las turbinas

3.2.1 Caudal de aire en la descarga

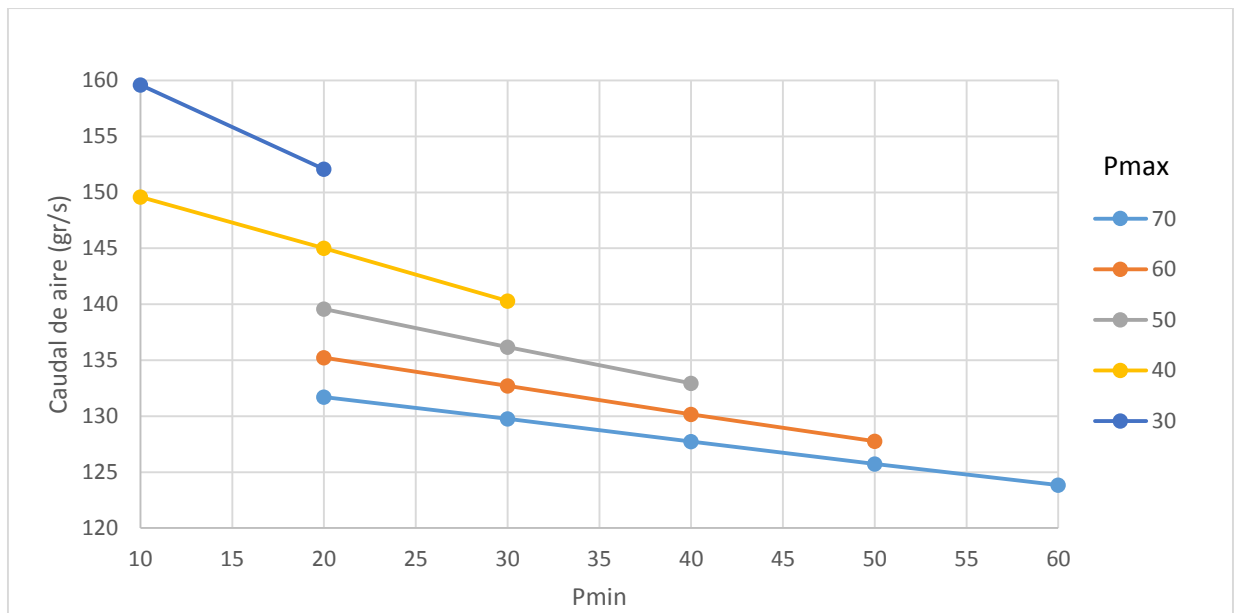


Ilustración 27. Caudal de aire en la descarga frente a Pmax-Pmin

Se sigue las mismas tendencias con Pmax y el salto de presiones que antes. Sin embargo, los caudales son menores debido a que se ha incluido otra etapa de aporte de calor. Esto posibilita usar máquinas más pequeñas.

3.2.2 Volumen del depósito y temperatura mínima de salida

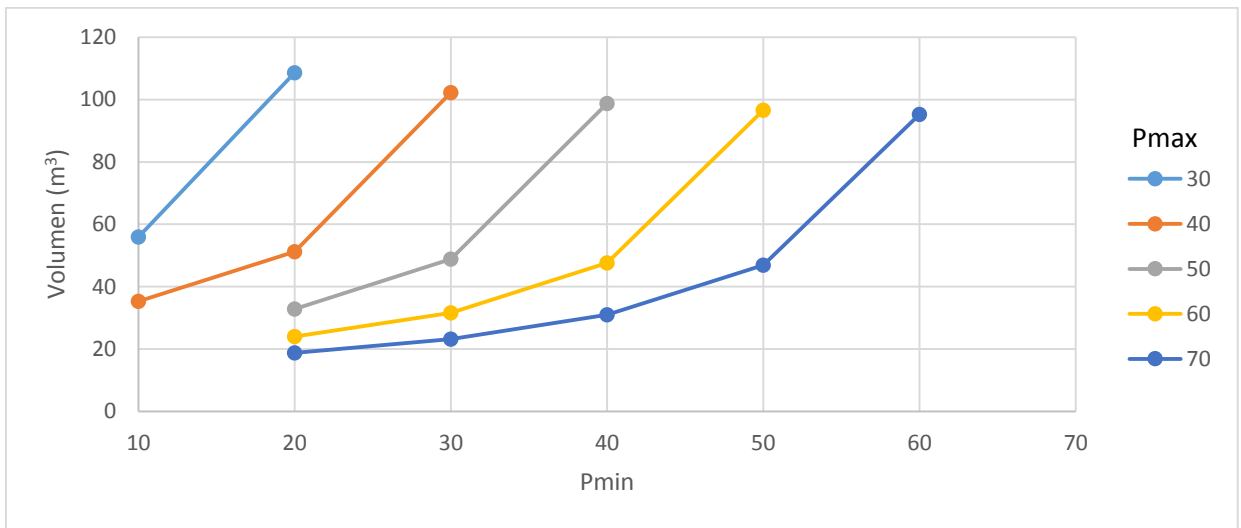


Ilustración 28. Volumen frente a Pmax-Pmin.

El tamaño del depósito necesario disminuye como era de esperar, ya que es necesario menos caudal para suplir la misma potencia. Además existe un comportamiento asintótico para 20m^3 al aumentar el salto de presión disponible dentro del depósito.

3.2.2.1 Volumen frente al caudal de agua

Para una relación de presiones 50-30, se representa a continuación la dependencia del volumen con el caudal de agua.

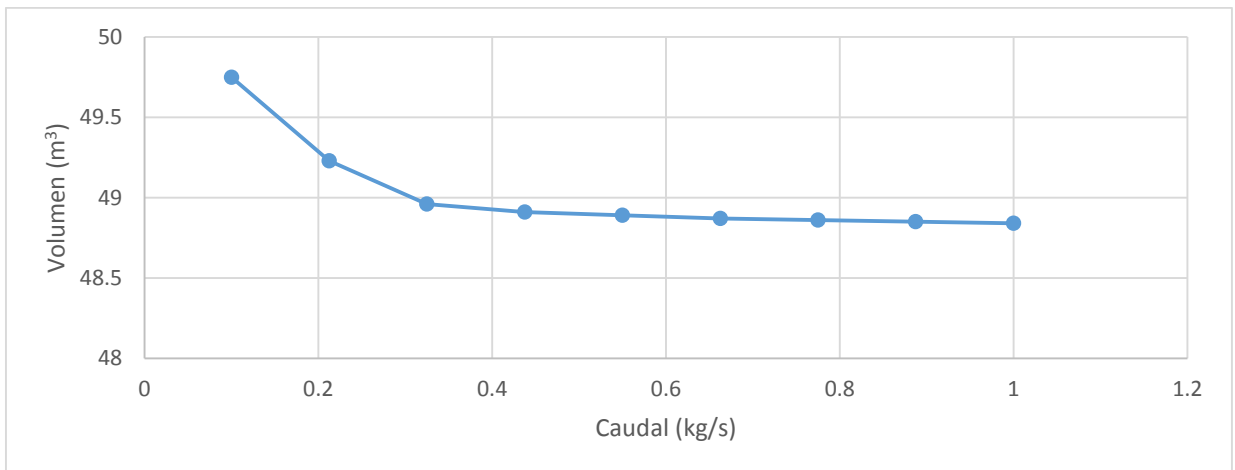


Ilustración 29. Volumen del depósito frente a caudal de agua

El volumen necesario del depósito apenas disminuye con el caudal de agua y prácticamente nada a partir de 0.4kg/s . Por otro lado, la temperatura de salida de la tercera turbina si cambia más.

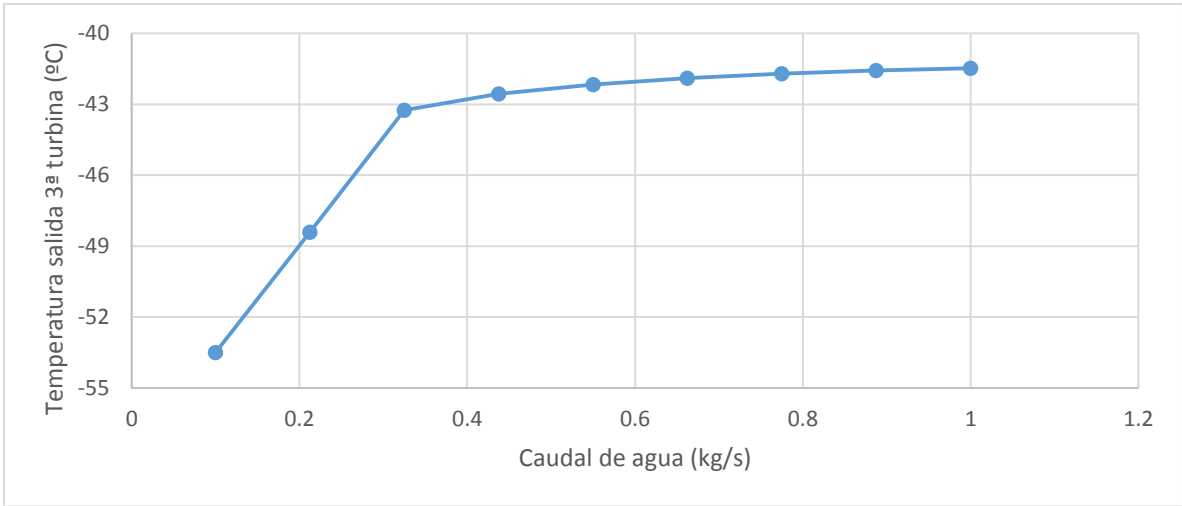


Ilustración 30. Temperatura mínima salida 3ª turbina frente al caudal de agua

A partir de 0.4 kg/s el intercambiador no logra ceder más calor al aire por su limitación de área.

3.2.2.2 Volumen frente a temperatura del agua

Para ver como varía el volumen frente a la temperatura de entrada del agua, se escoge de nuevo una relación de presiones 50-30 y se iguala la relación de expansión de las tres turbinas.

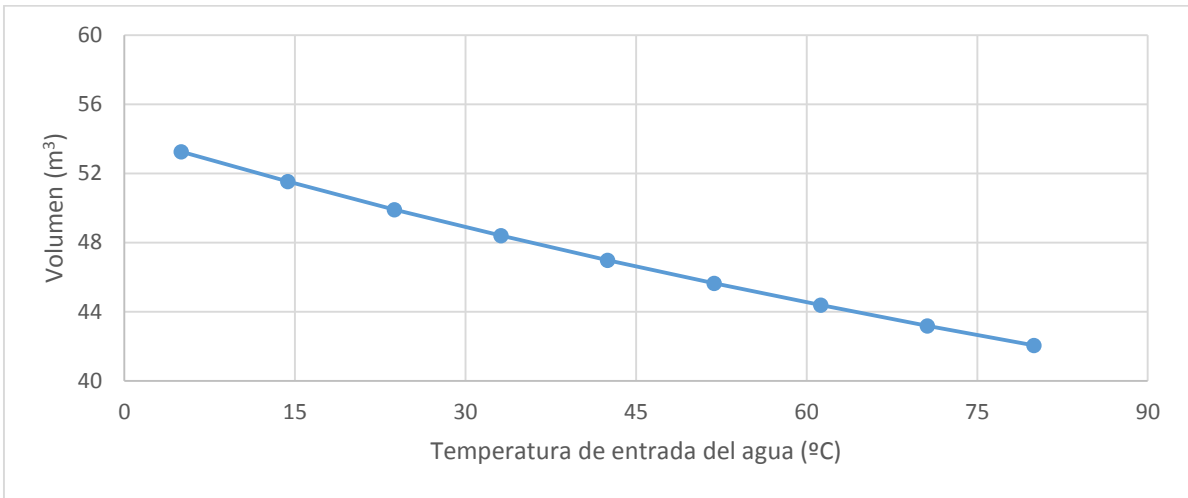


Ilustración 31. Volumen frente a temperatura de entrada del agua

El volumen necesario es más sensible a la temperatura del agua que al caudal. Además las temperaturas mínimas a la salida de las turbinas son mayores y permiten usar presiones más altas.

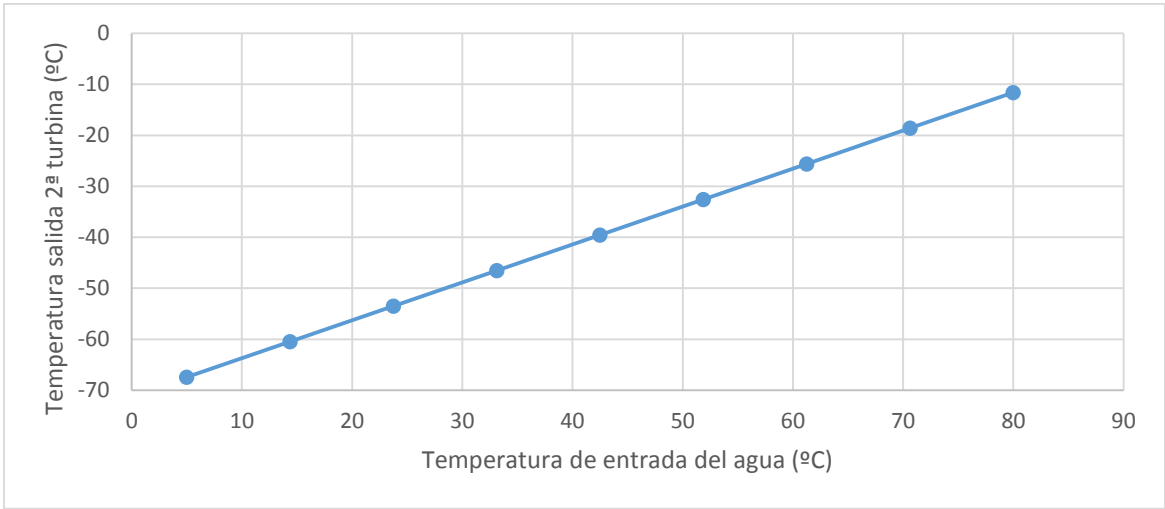


Ilustración 32. Temperatura mínima de salida 2ª turbina frente a temperatura entrada del agua

La tendencia es la misma para las temperaturas mínimas de las otras dos turbinas.

Si el frío que se produce en la expansión es para refrigeración de vivienda, las presiones máximas deben ser menores a 50 bar. Pero si existe una corriente de agua caliente de algún proceso industrial, que se puede usar para esta instalación, se puede escoger presiones mayores a 50 bar.

3.2.3 Variación del trabajo cedido

Manteniendo las condiciones del apartado anterior (mismas relaciones de expansión y $P_{max} - P_{min} = 50 - 30$) se procede a analizar cómo cambian los parámetros en función del trabajo cedido en la expansión

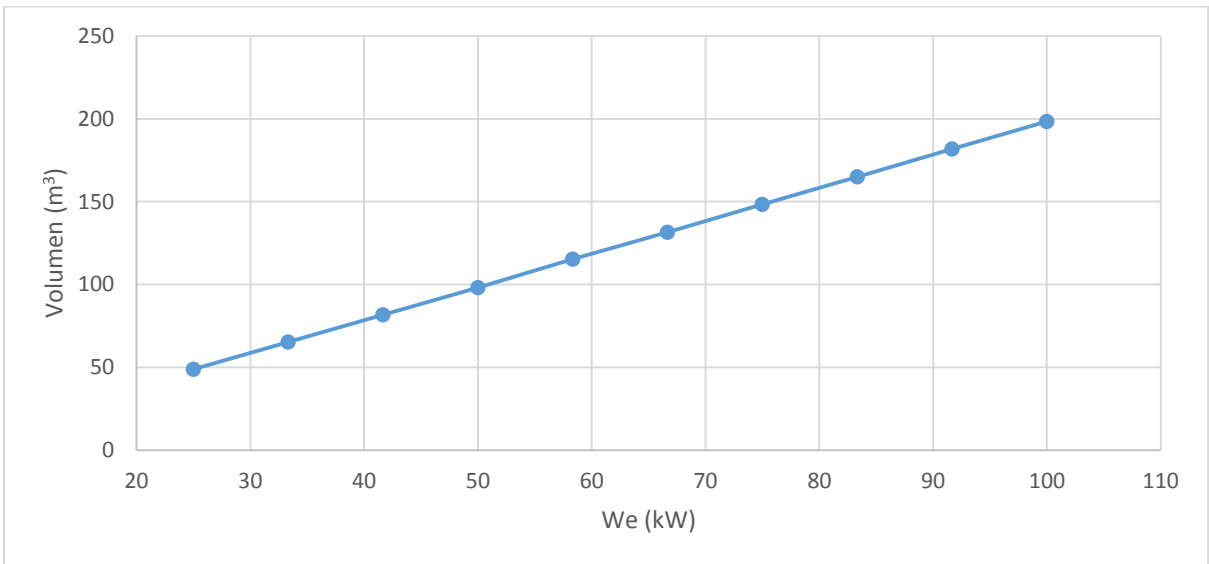


Ilustración 33. Volumen necesario frente a potencia cedida

La variación del volumen con la potencia es lineal, por tanto si queremos el doble de potencia será necesario el doble de volumen aproximadamente.

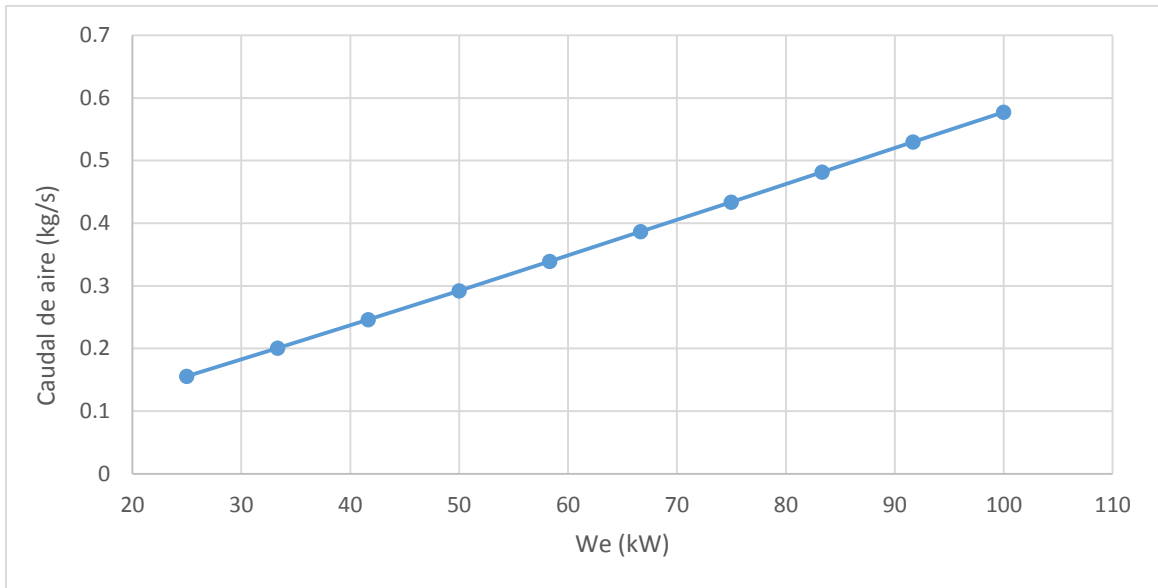


Ilustración 34. Caudal de aire frente a potencia cedida

El caudal de aire al igual que el volumen siguen una relación lineal, para el doble de potencia el doble de caudal, lo cual tiene sentido pues si no se varía las condiciones termodinámicas de presión y temperatura el caudal es la única variables que cambia con la potencia.

$$W_e = \dot{m} \cdot \Delta H \quad (21)$$

$$\Delta H = cte \quad (22)$$

$$W'_e = 2 W_e \quad \rightarrow \quad \dot{m}' = 2 \dot{m} \quad (23)$$

3.3 Instalación de descarga C

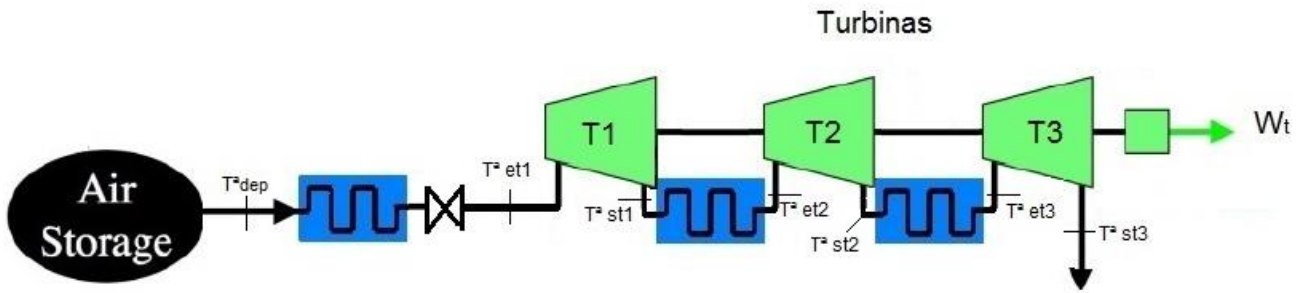


Ilustración 35. Instalación C

Se estudia el proceso de descarga laminando el aire que sale del depósito, para evitar alcanzar temperatura muy bajas que podrían causar problemas mecánicos. Se fija una misma relación de expansión para las tres turbinas.

3.3.1 Temperatura mínima de salida

Teniendo tres turbinas y laminando el aire saliente del depósito hasta presión mínima, se consigue que no haya problemas, en el siguiente gráfico se representa la mínima temperatura que se obtendría en el proceso de descarga, la cual se alcanza en la tercera turbina.

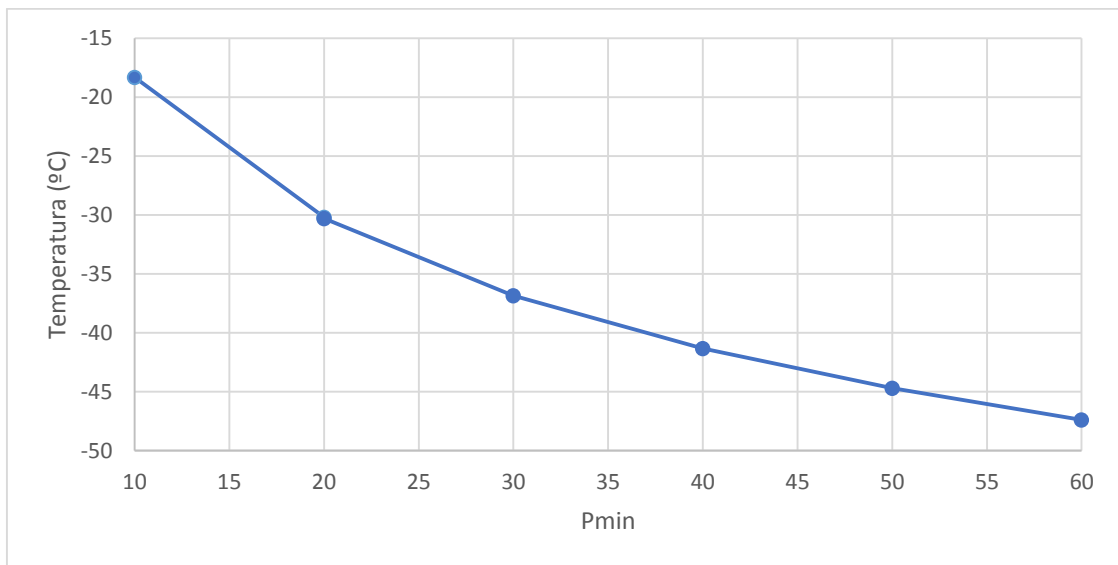


Ilustración 36. Temperatura mínima salida frente a P_{min}

Para P_{min} 30 bar, la temperatura mínima es -37°C aproximadamente. Considerando esta temperatura prudente para que no ocurriese problemas se sigue realizando el estudio de esta instalación de manera que para P_{min} mayores a 30 bar, el aire a la salida de depósito se laminará hasta 30 bar, independientemente de la P_{min} ,

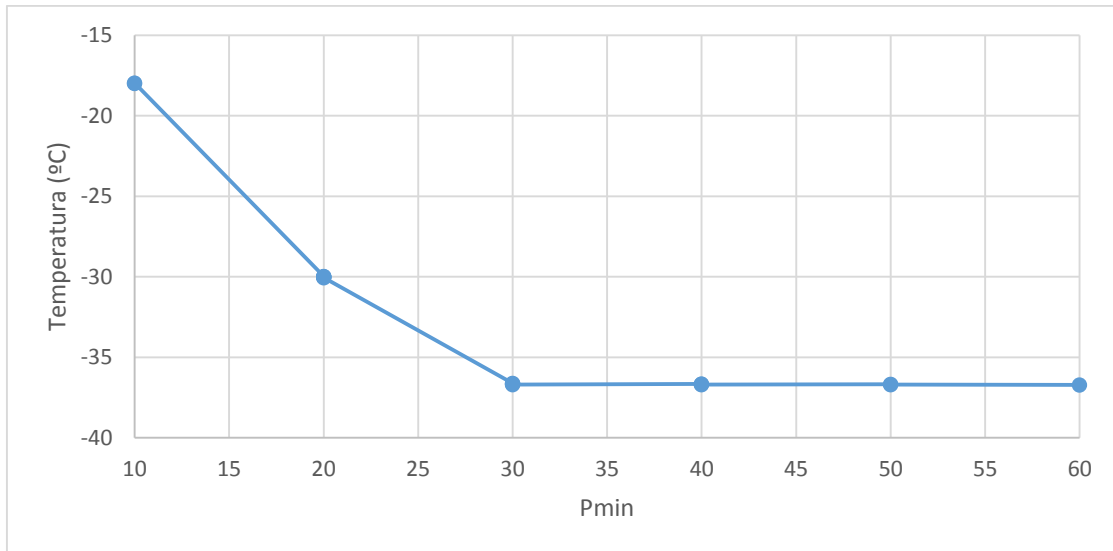


Ilustración 37. Temperatura mínima salida con presión máxima entrada a turbina de 30 bar

El inconveniente a laminar tanto para presiones mayores a 30 bar, será una necesidad de depósitos mayores y una gran pérdida de rendimiento. La ventaja es una gran estabilidad del sistema que prácticamente trabaja en las mismas condiciones durante toda la descarga

3.3.2 Volumen del depósito

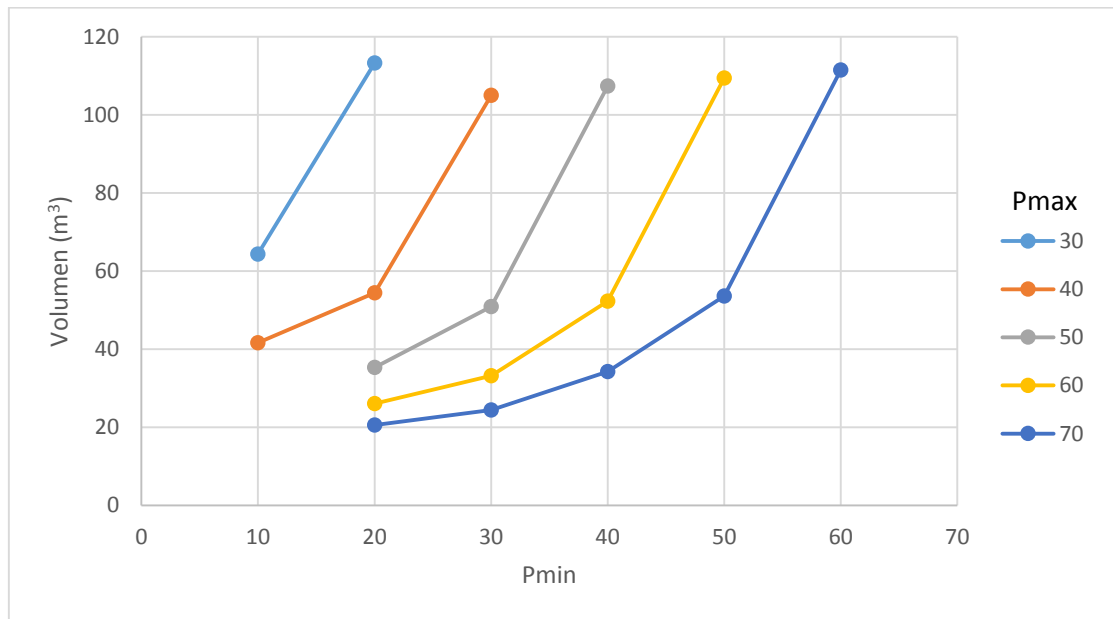


Ilustración 38. Volumen frente a Pmax-Pmin. Presión máxima entrada a turbina: 30 bar

Como era de esperar, los volúmenes necesarios aumentan para Pmin mayores a 30 bar, pues se hace una laminación del aire del depósito.

3.4 Instalación de descarga D

En esta instalación en vez de añadir una turbina más, se le pondrá dos quemadores a la salida del depósito y de la primera turbina que eleven las temperaturas. El aire tras salir del depósito será laminado hasta la presión mínima con la que operará el depósito, de esta forma se conseguirá que las turbinas trabajen en régimen permanente durante los cuatro ciclos en los que trabajan las anteriores instalaciones

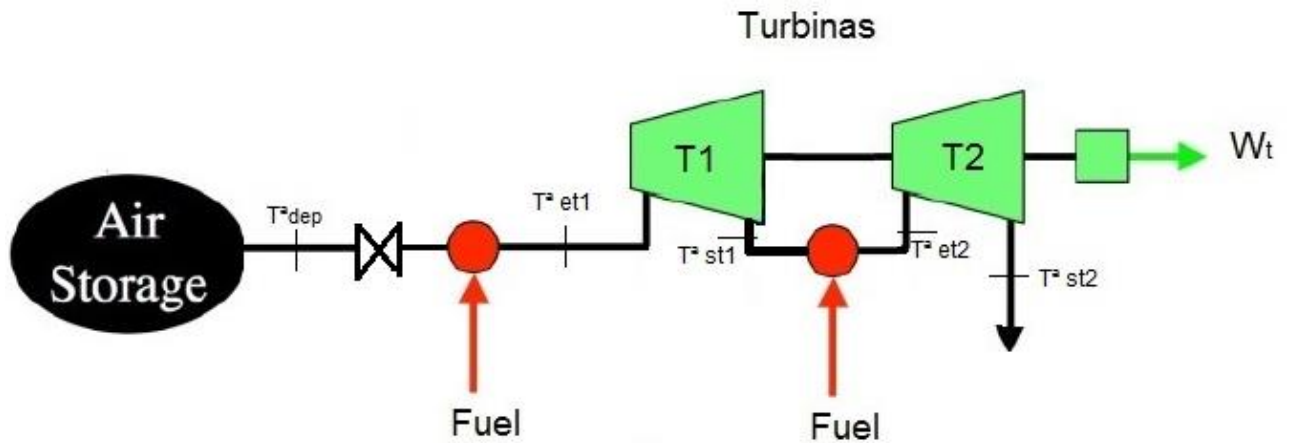


Ilustración 39. Esquema instalación D

Las temperaturas de entrada a las dos turbinas será la misma y se irá variando para ver cómo cambian algunas variables. La relación $P_{max}-P_{min}$ es de 50-30 bar y ambas turbinas tienen la misma relación de expansión

3.4.1 Volumen del depósito

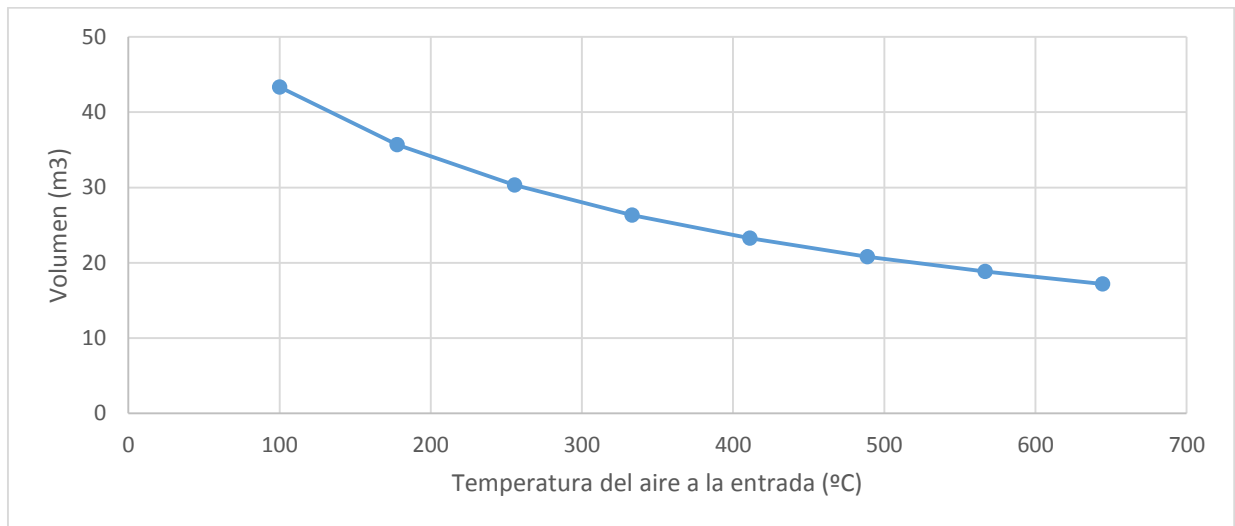


Ilustración 40. Volumen del depósito frente a la temperatura de entrada a las turbinas

El volumen necesario disminuye conforme se aumenta la temperatura de entrada a las turbinas. La variación es no lineal y el decremento de volumen va disminuyendo conforme aumenta la temperatura, esto se debe a que el caudal de aire tampoco varía de forma lineal.

3.4.2 Caudal de aire

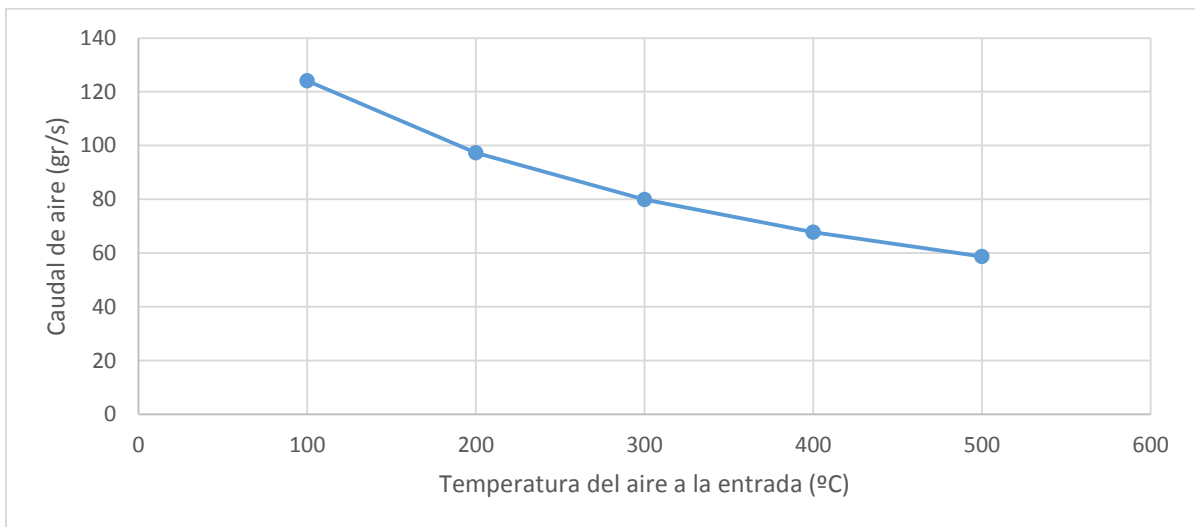


Ilustración 41. Caudal de aire frente a temperatura de entrada a las turbinas

Como consecuencia de esta evolución del caudal de aire con la temperatura, se tiene una variación no lineal del calor aportado necesario con respecto a las temperaturas de entrada a las turbinas

3.4.3 Calor aportado

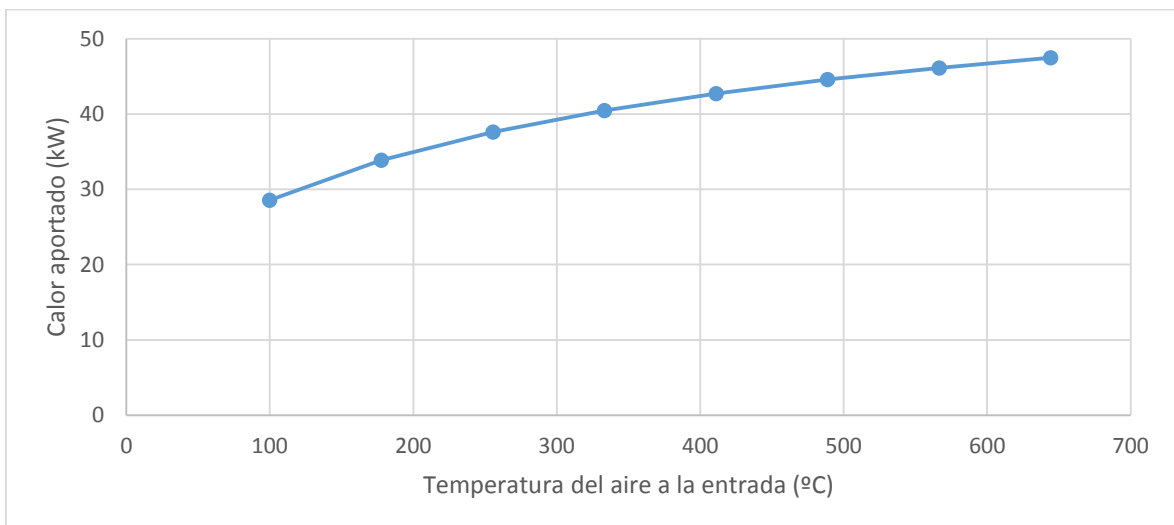


Ilustración 42. Calor aportado frente a temperatura de entrada a las turbinas

Existe por tanto un óptimo que maximiza el beneficio, pues a más temperatura, el volumen necesario es menor, el caudal de aire también es menor y las turbinas necesarias más pequeñas, por tanto, la inversión inicial disminuirá, sin embargo el consumo de combustible será mayor.

Por último se va a mostrar la dependencia de la temperatura de salida de la turbina 2 con respecto a la temperatura de entrada a la turbina 1.

3.4.4 Temperatura salida turbina 2

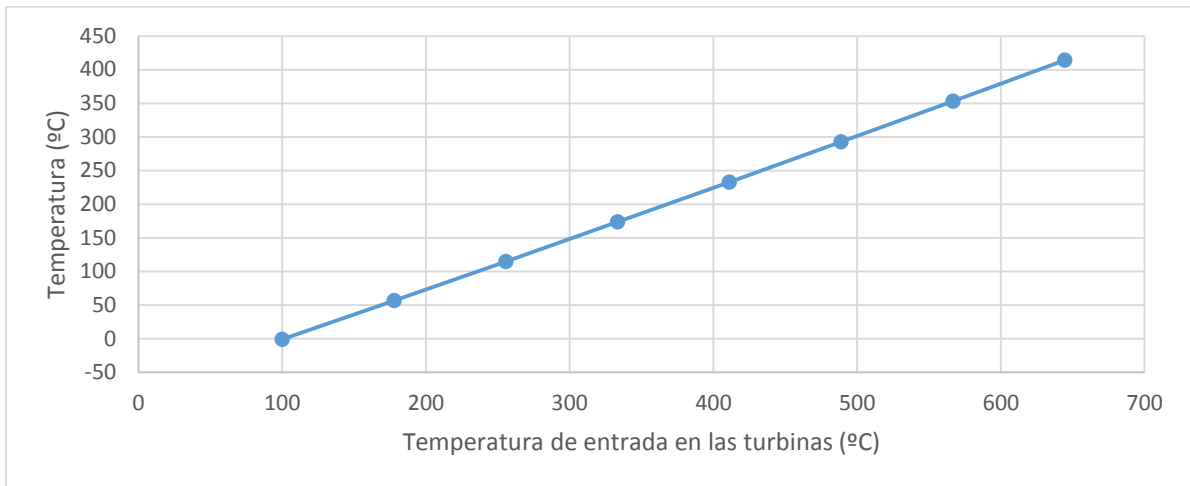


Ilustración 43. Temperatura de salida turbina 2 frente a temperatura de entrada a las turbinas

A partir de 200°C de temperatura de entrada a las turbinas, se podría colocar un intercambiador a la salida de la segunda turbina que aprovechara ese calor para cogeneración.

4. ANÁLISIS DEL PROCESO DE CARGA

En este capítulo se va a estudiar el proceso de carga, para ello se plantea una instalación de 6 compresores centrífugos

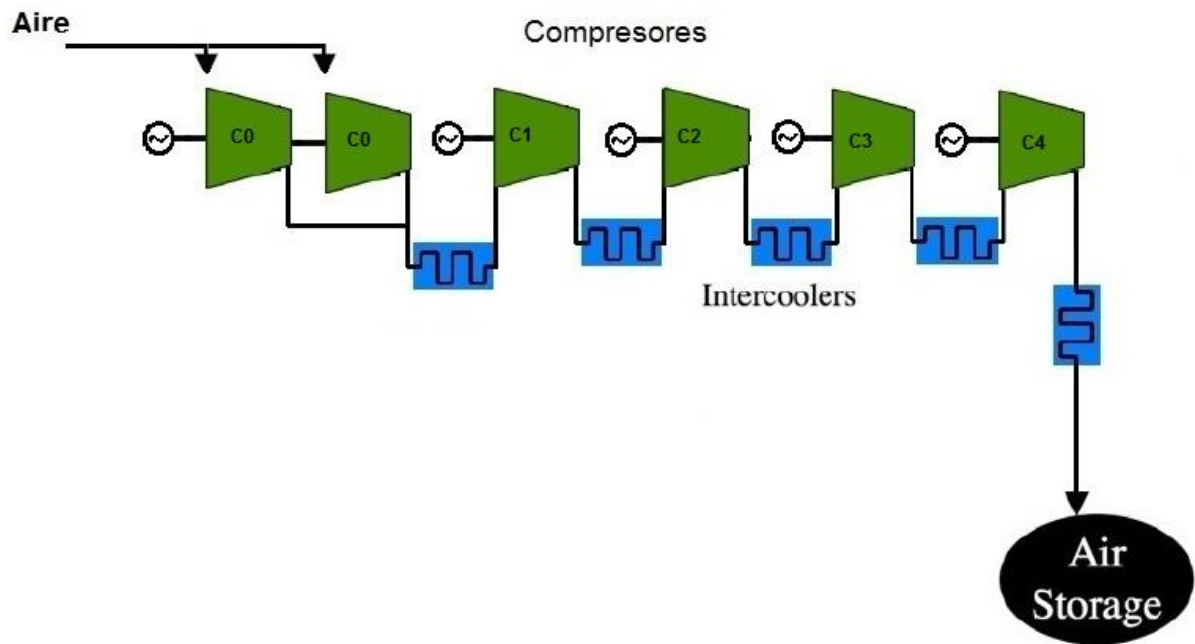


Ilustración 44. Instalación de carga

Para esta configuración la menor presión de compresión que se puede lograr es de 15 bar, si se quiere presiones menores es necesario una válvula que lamine.

Según la instalación de descarga los caudales necesarios son diferentes. Por tanto, se va a estudiar el proceso de carga para las necesidades de la instalación B. Las tendencias se mantienen para las otras instalaciones.

4.1 Selección de los compresores

Para elegir correctamente los compresores, se calcula cual es el gasto corregido aproximado que existirá a la entrada de cada uno, de manera que haya un correcto funcionamiento.

Un factor a tener en cuenta es que a medida que el aire se va comprimiendo su densidad aumenta y por tanto las áreas de paso que deben tener los compresores sucesivos deben ir disminuyendo

Con la intención de usar el mínimo número de compresores, se usa uno de los compresores que más relación de compresión puede conseguir en el catálogo de Garret, el GT5533R

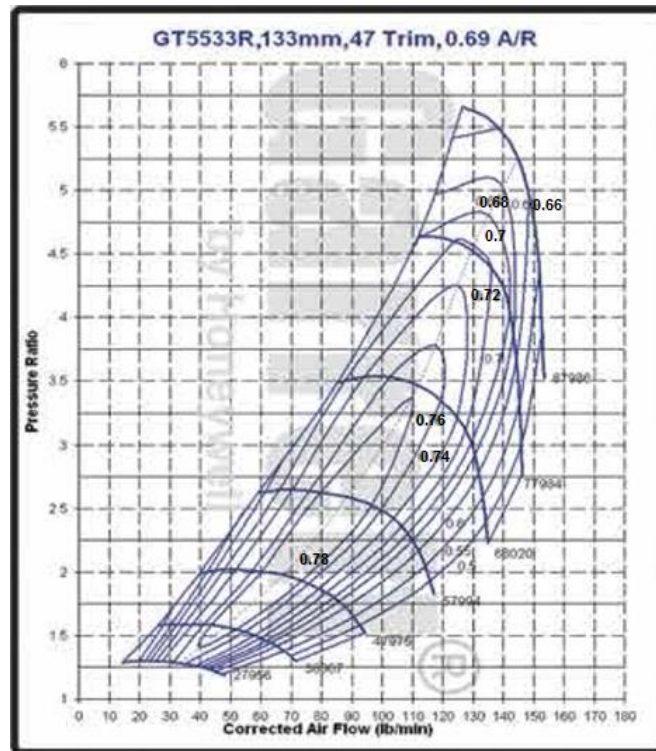


Ilustración 45. Curva característica compresor 0 y 1

Este compresor permite un rango de relación de compresión entre 1.5 y 5.5 con unos gastos corregidos entre 300 gr/s y 1 kg/s; los tiempos de compresión serán menores que los de expansión por la gran diferencia de caudales.

Un gasto corregido medio sería 600 gr/s

$$\dot{m}_{c0} = 600 \text{ gr/s} \quad (24)$$

Para elegir el siguiente compresor se tiene en cuenta una relación aproximada entre los gastos corregidos

$$\dot{m}_{c1} \approx \frac{\dot{m}_{c0}}{rc} \quad (25)$$

Teniendo en cuenta que el primer compresor para 600gr/s establece una $rc \approx 2$, se tiene que

$$\dot{m}_{c1} \approx \frac{\dot{m}_{c0}}{2} \quad (26)$$

Si colocamos antes dos compresores del mismo modelo en paralelo

$$\dot{m}_{c1} \approx \frac{\dot{m}_{c0}}{2} \cdot 2 \approx \dot{m}_{c0} \quad (27)$$

Se comprueba que a la entrada se puede usar dos compresores en paralelo y en serie otro compresor, todos ellos del mismo modelo.

Por tanto la curva característica de los dos compresores 0 y el compresor 1 es la misma

Para elegir el siguiente modelo se sigue el mismo razonamiento

$$\dot{m}_{c2} \approx \frac{\dot{m}_{c1}}{rc} \approx 300 \text{ gr/s} \quad (28)$$

Con este gasto corregido se encuentra en el catálogo de Garret el modelo GTX3067R

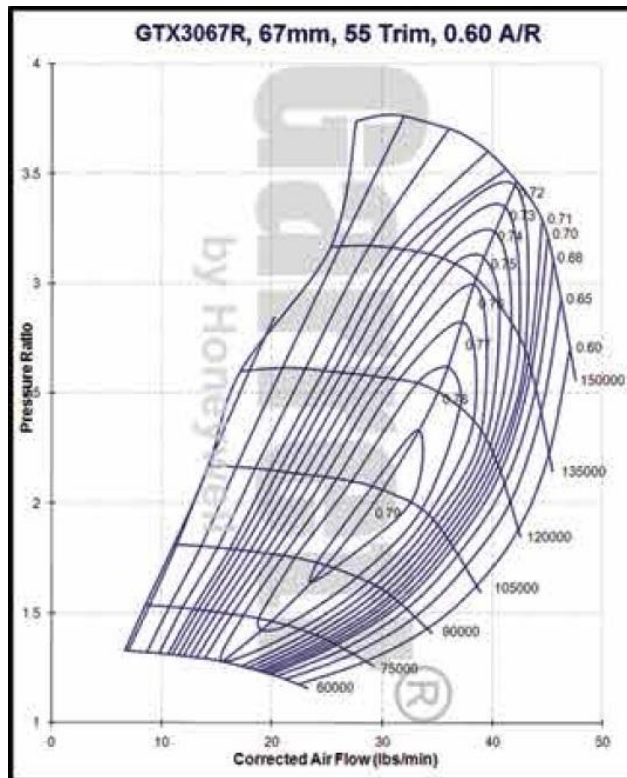


Ilustración 46. Curva característica compresor 2

Por último los compresores 3 y 4 elegidos con el mismo razonamiento son el modelo GT1548 y GT1241, respectivamente

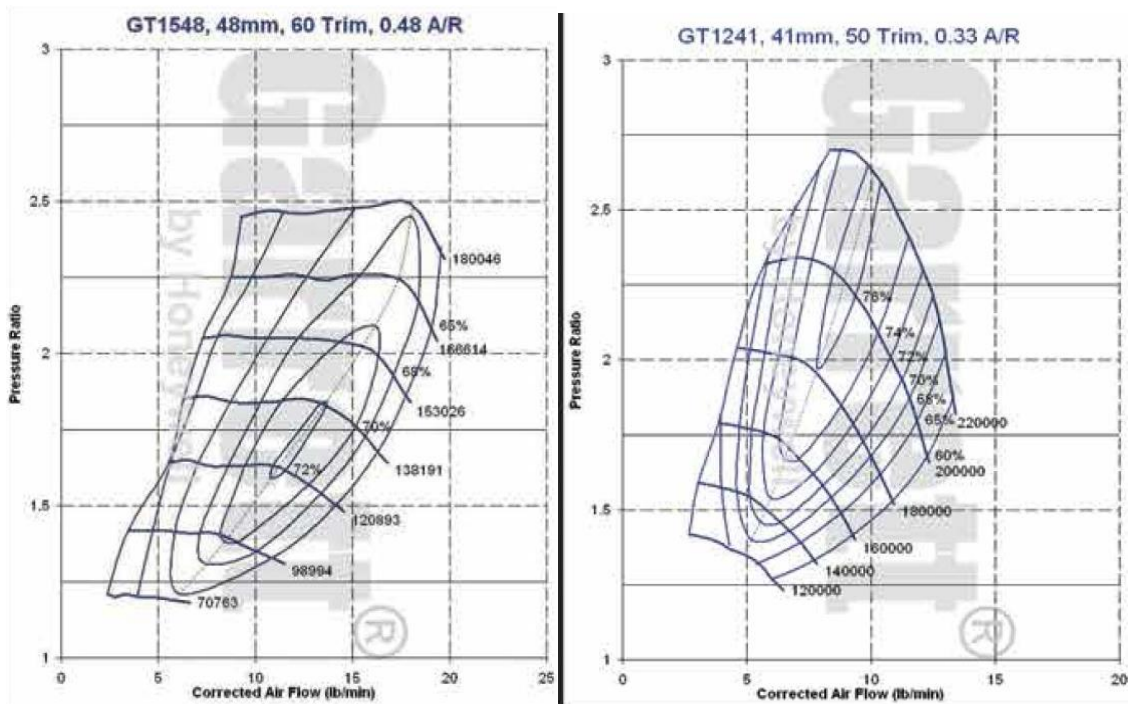


Ilustración 47. Curva característica compresor 3(izquierda) y 4 (derecha)

Con esta configuración de compresores se puede comprimir desde un mínimo de 15 bar, sin válvula, hasta 70 bar, pero visto que presiones tan alta no son adecuadas por la necesidad de depósitos de gran espesor y temperaturas muy bajas a la salida de las turbinas, el estudio de la carga se limita a 50 bar

4.2 Temperatura del depósito al final de la carga

La temperatura del depósito al comenzar la carga se supondrá 10 K por debajo del ambiente, esto es 5°C, como consecuencia habrá un aumento de la presión del depósito, entra la descarga y la carga, que se tiene en cuenta dentro del código. Por otra parte, al terminar la compresión el aire dentro del depósito está caliente como se muestra en la siguiente gráfica

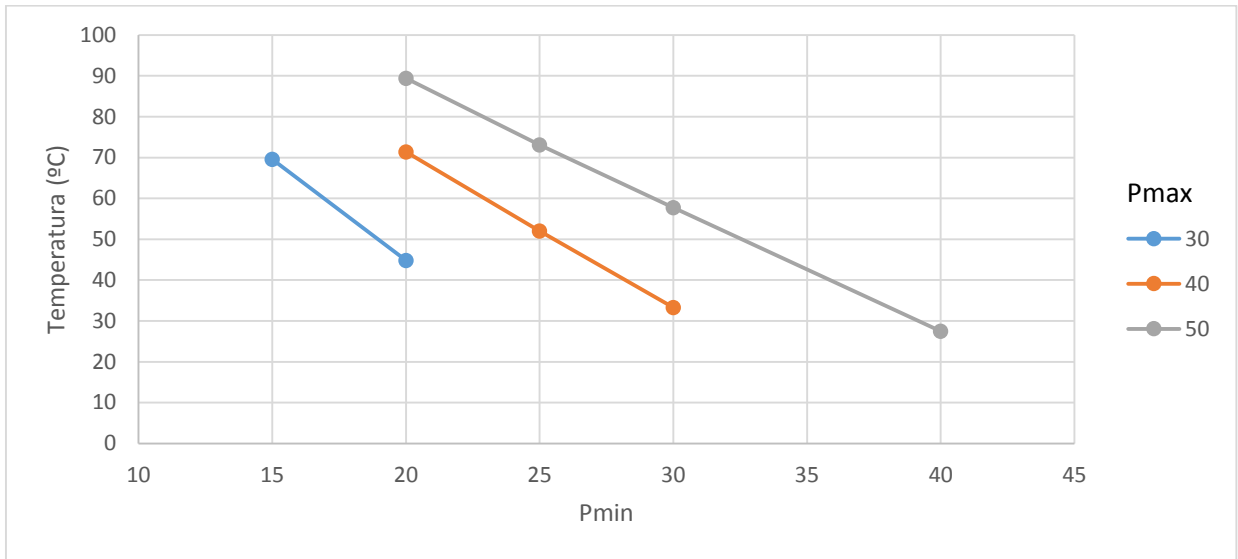


Ilustración 48. Temperatura del depósito al final de la carga frente a Pmax- Pmin

4.3 Pérdida de presión entre carga y descarga

El depósito perderá temperatura entra la carga y la descarga, provocando una pérdida de presión, esto hace que sea necesario comprimir hasta una presión mayor en la carga, en el siguiente gráfico se muestra la diferencia entre la presión al terminar la carga y la Pmax al comenzar la descarga

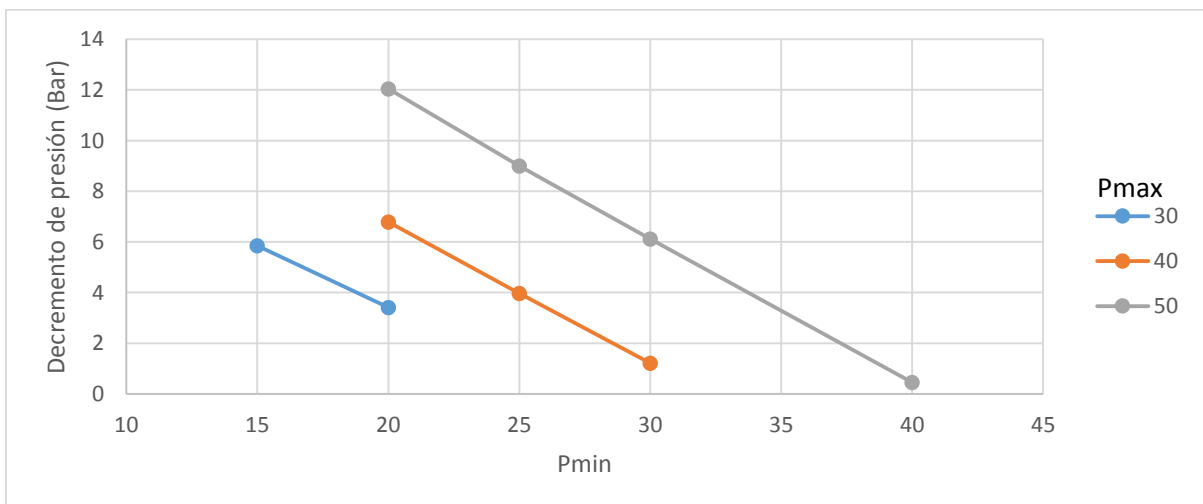
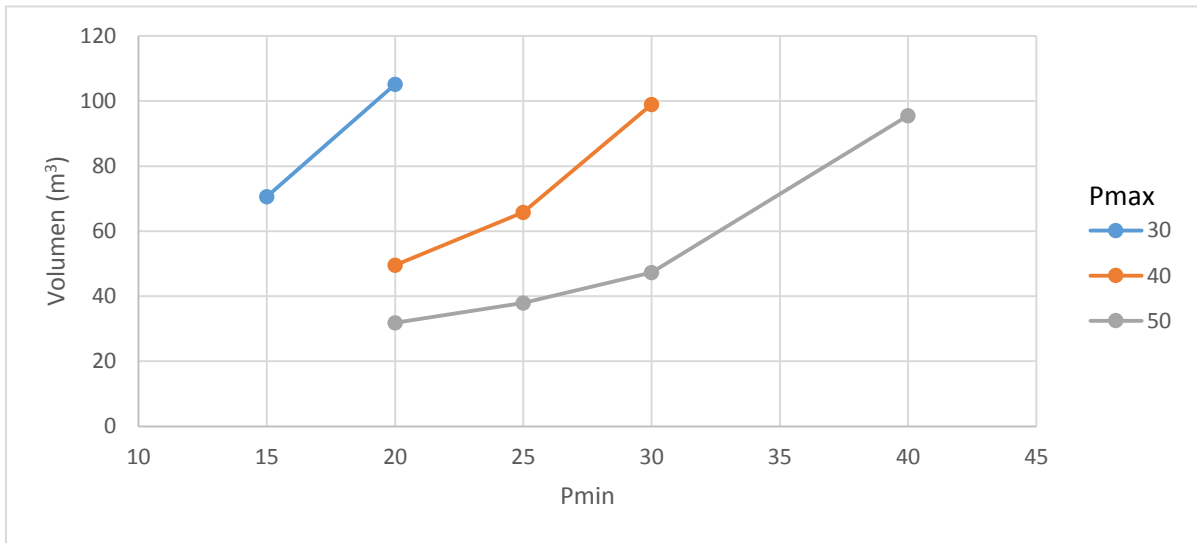


Ilustración 49. Pérdida de presión entre carga y descarga frente a Pmax-Pmin

La tendencia es la misma que para la temperatura, de forma que a mayor salto de presiones es necesario elevar más la presión, esto se debe a que el depósito utilizado es más pequeño, para facilitar su visualización se muestra de nuevo el tamaño que debería tener el depósito



A más volumen, menos pérdida de presión entre carga y descarga, pues la temperatura del depósito apenas varía

La necesidad de comprimir más conllevará a una pérdida de rendimiento, como se verá en siguientes capítulos.

4.4 Tiempo de carga

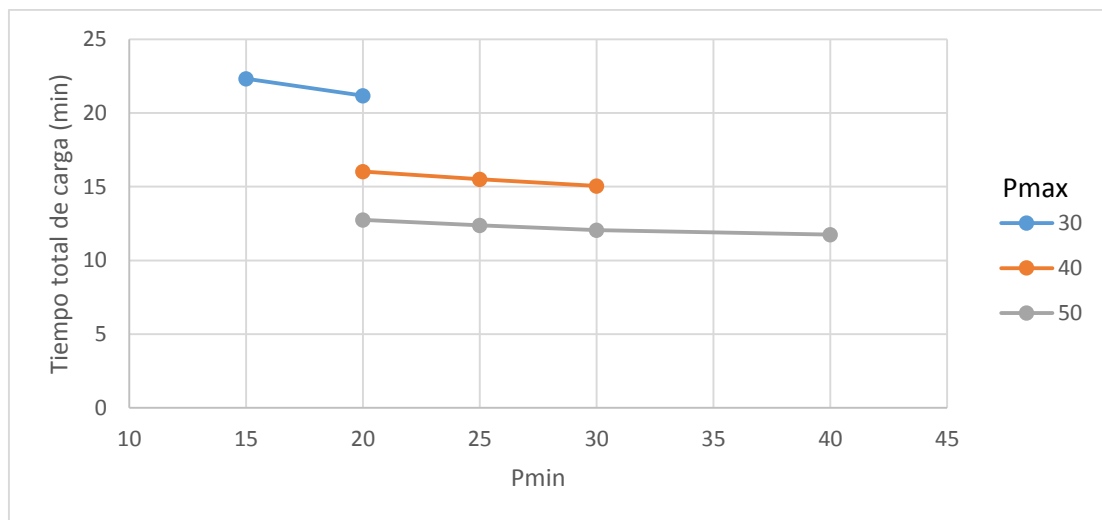


Ilustración 50. Tiempo total de carga frente a Pmax-Pmin

El tiempo de compresión disminuye al aumentar Pmax y Pmin, se debe a dos causas fundamentales, la primera es que se necesita de menos cantidad de aire y la segunda es que para conseguir mayores relaciones de compresión es necesario aumentar el caudal entrante y por tanto se disminuye el tiempo de carga. Sin embargo la potencia absorbida es mayor porque los compresores giran más rapido

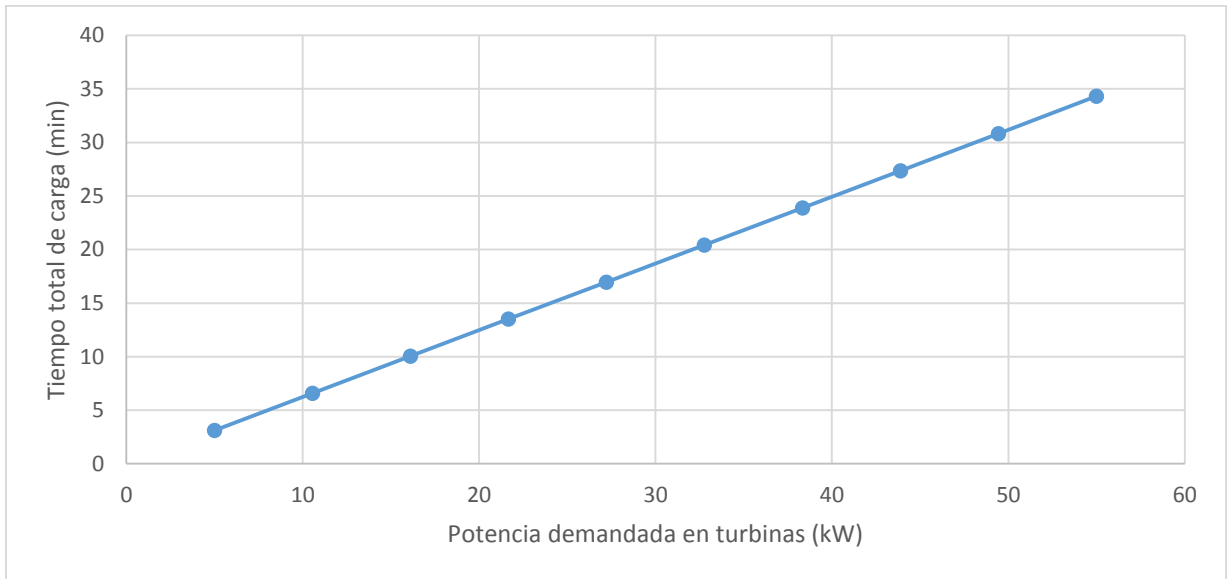


Ilustración 51. Tiempo de carga frente a potencia cedida

Si el diseño se hace para ceder más energía eléctrica en la descarga, el tiempo de carga con la misma configuración de compresores es lineal con la potencia, con pequeñas pérdidas de rendimiento.

4.5 Potencia eléctrica media absorbida por los compresores

La energía eléctrica empleada en la compresión es mayor que la obtenida en la expansión, pero además, los tiempos de carga son menores que los de descarga. Ambos hechos provocan que la potencia eléctrica absorbida por el compresor sea muy superior a la que cede las turbinas. A continuación se puede observar como varía la potencia eléctrica media que absorbe los compresores manteniendo P_{min} en 25 bar.

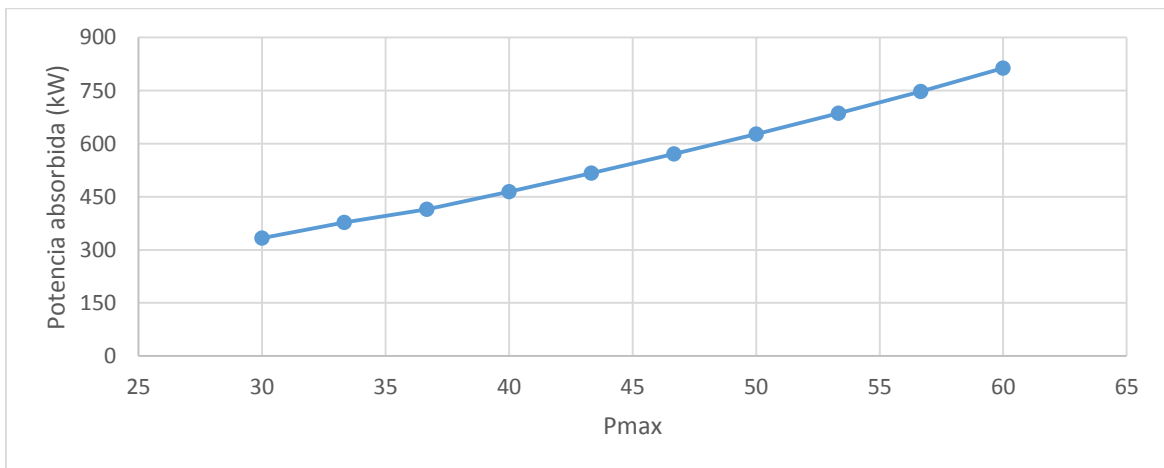


Ilustración 52. Potencia media absorbida por los compresores frente a Pmax

La potencia eléctrica absorbida varía mucho con P_{max} . Esto se traducirá en que serán necesario unos motores eléctricos más grandes para P_{max} más altas, incrementando la inversión inicial.

Por otro lado si se mantiene P_{max} en 50 bar y se hace variar P_{min} , la potencia absorbida por los compresores disminuye muy poco.

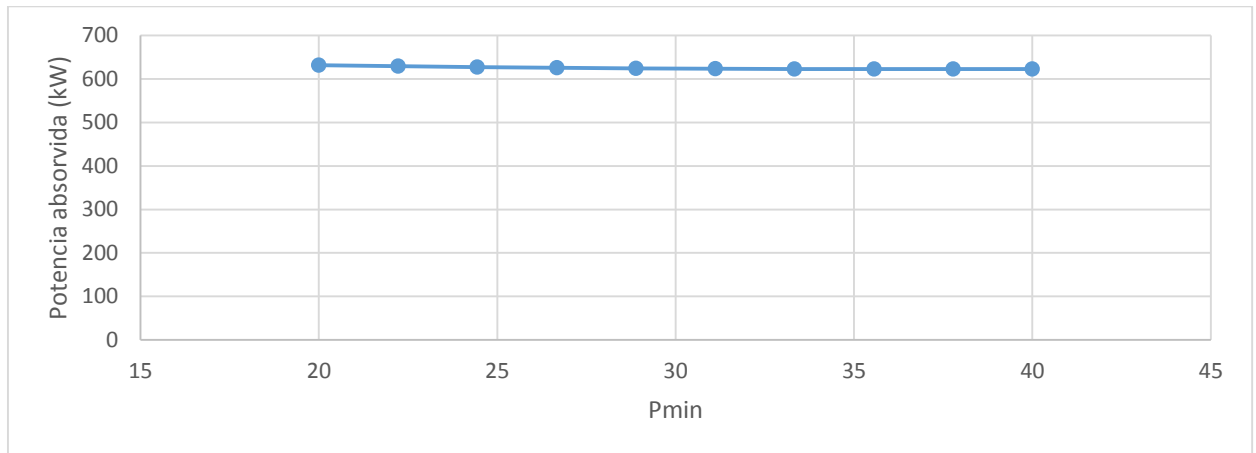


Ilustración 53. Potencia media absorbida por los compresores frente a P_{min}

La potencia que se refleja en ambos gráficos es una media de la potencia eléctrica que absorberían todos los motores eléctricos en el proceso de carga, por tanto no es la máxima que se demandaría en cada rango de P_{max} - P_{min} . A la hora de seleccionar los motores eléctricos se debe tener en cuenta que estos puedan trabajar a la máxima potencia eléctrica demandada.

Si se cambiara los compresores escogidos para este capítulo, por otros que necesitaran mayores tiempos de carga, la potencia eléctrica absorbida por esos nuevos compresores sería menor, permitiendo el uso de unos motores eléctricos más pequeños.

5. ANÁLISIS CONJUNTO DE CARGA Y DESCARGA

El rendimiento se va a calcular en términos de energía y no de potencia, ya que el tiempo de carga es muy inferior al tiempo de descarga para la configuración establecida.

$$\eta = \frac{W_e \cdot 7200}{w_{c_{\max}} \cdot \text{carga}_{\max} + w_{c_1} \cdot \text{carga}_1 + w_{c_2} \cdot \text{carga}_2 + w_{c_{\min}} \cdot \text{carga}_{\min}} \quad (29)$$

Los términos “carga” hacen referencia al tiempo que dura la etapa de su subíndice.

5.1 Rendimiento con instalación de descarga B

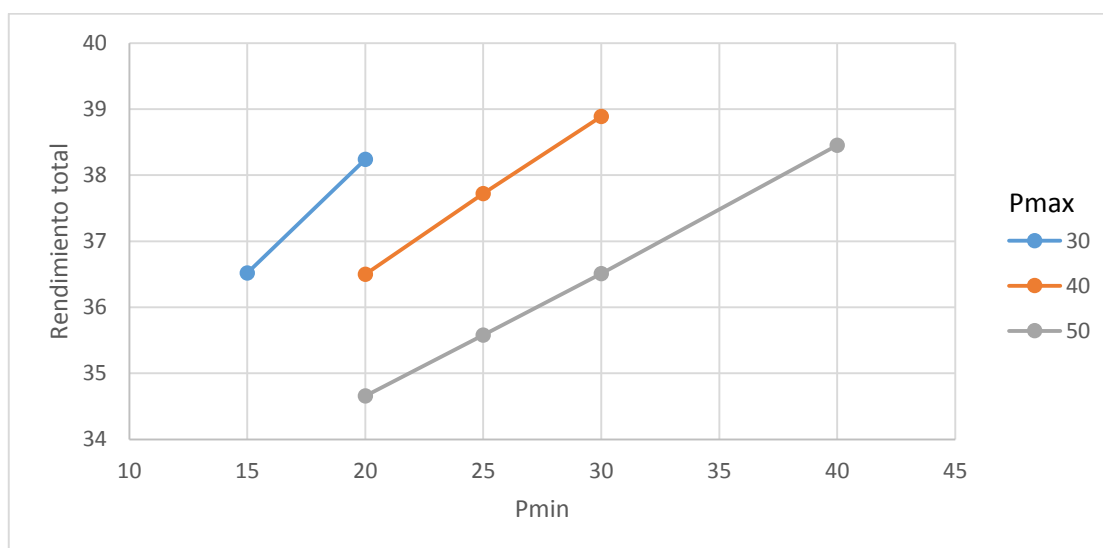
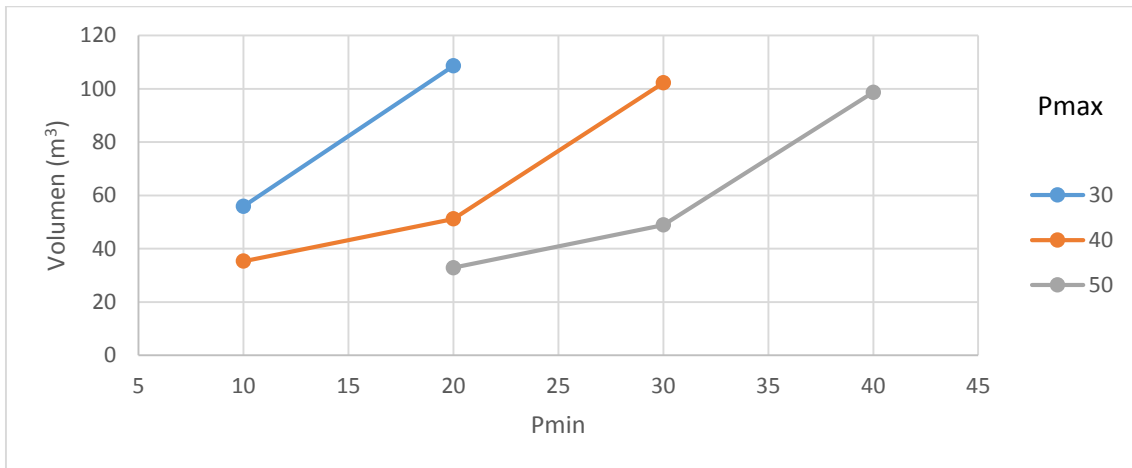


Ilustración 54. Rendimiento frente a Pmax-Pmin

Se tiene un máximo para la relación de presiones 40-30, punto en el que los compresores trabajan a máximo rendimiento, además la tendencia del rendimiento es que disminuye con el salto de presión disponible en el depósito, resultado que se esperaba al comprobar que existía una mayor pérdida de presión entre la carga y la descarga. Un variante a este problema, es suponer que el depósito es suficientemente adiabático como para no ganar o perder temperatura, entre carga y descarga, los resultados obtenidos es que el rendimiento tiene la misma tendencia, aunque menos acusada, debido a que se realiza una compresión más isoterma con un salto de presión Pmax-Pmin más pequeño, uno de los motivos es que es necesario de menos caudal y por tanto en los intercambiadores la temperatura del aire disminuye más

Por otra parte, de nuevo existen efectos contrapuestos, desde el punto de vista económico, recordando la gráfica de volúmenes en función de las presiones



Para los puntos de mejor rendimiento, es necesario un gran volumen. En instalaciones de producción de potencia suele estar justificado un aumento de la inversión inicial a cambio de mejorar el rendimiento, ya que el flujo de dinero debido a la producción eléctrica es mucho mayor al de la inversión inicial. En este estudio se trata de instalaciones a nivel equiparable a un hogar, por tanto el coste de operación es parecido al de los equipos, es decir, un incremento significativo de la inversión inicial podría desembocar en un aumento del periodo de retorno, haciendo inviable la inversión.

5.2 Rendimiento frente a temperatura del agua caliente y fría

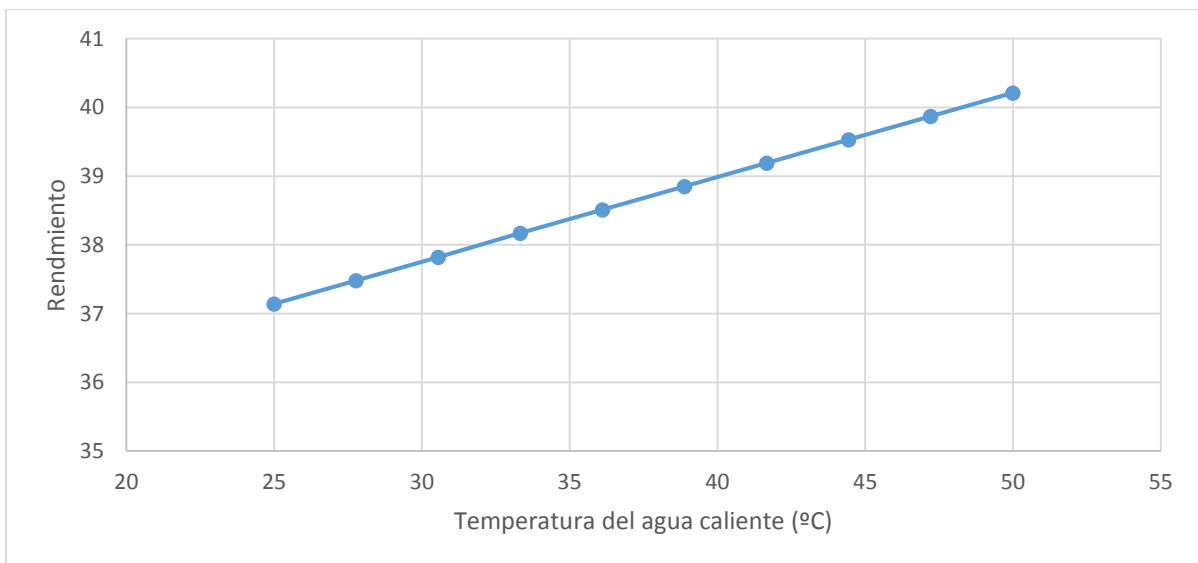


Ilustración 55. Rendimiento frente a temperatura del agua caliente

La tendencia que sigue el rendimiento es la esperada, pues se consigue una expansión con aporte de calor escalonado. Como ya se vio en capítulos anteriores, la temperatura del agua puede llegar a ser decisiva para las temperaturas mínimas que se alcanzan a la salida de las turbinas, las cuales pueden provocar problemas mecánicos.

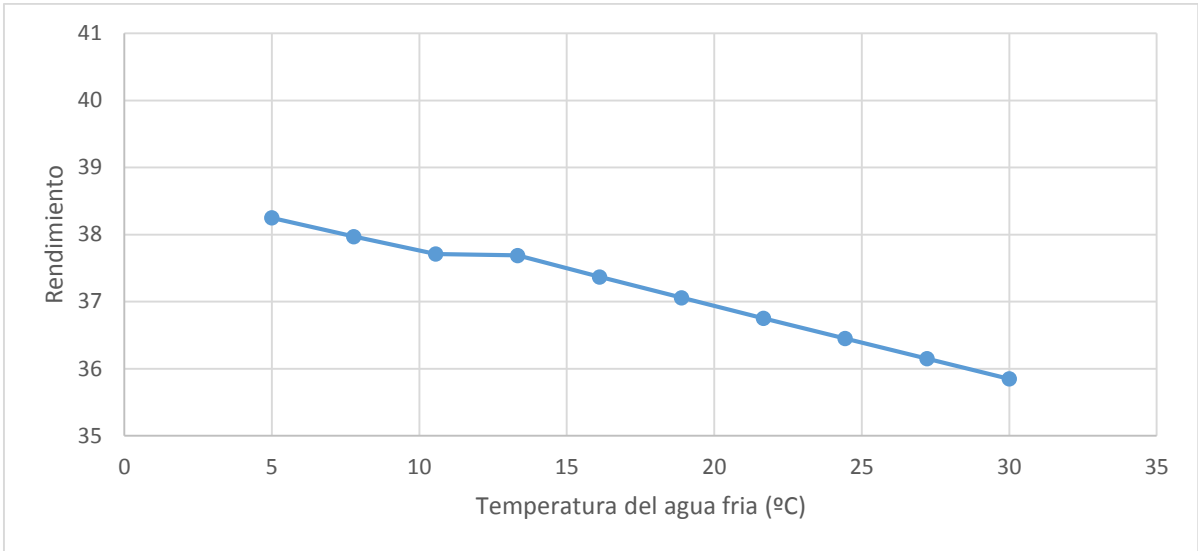


Ilustración 56. Rendimiento frente a temperatura de agua fría

A menor temperatura del agua fría, la compresión se hace más isoterma y por tanto mejora el rendimiento.

5.3 Rendimiento frente a NTU de diseño y caudal de agua

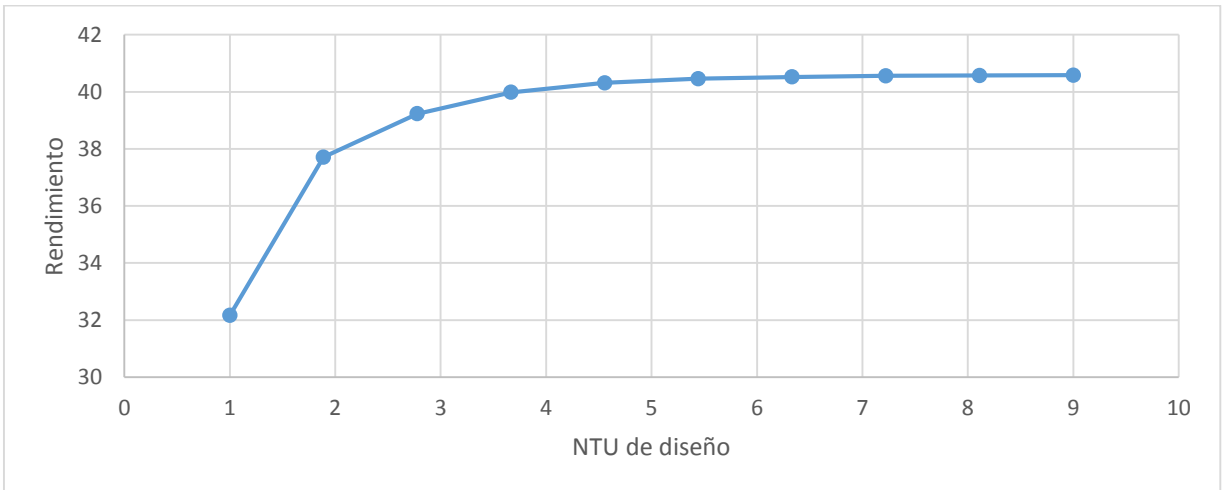


Ilustración 57. Rendimiento frente a NTU de diseño

El NTU de diseño hace que el intercambiador sea más grande o más pequeño, se aprecia como a partir de una NTU_d de 4 el rendimiento prácticamente deja de aumentar y elegir un NTU mayor sería tener un intercambiador sobredimensionado con su respectivo aumento del coste.

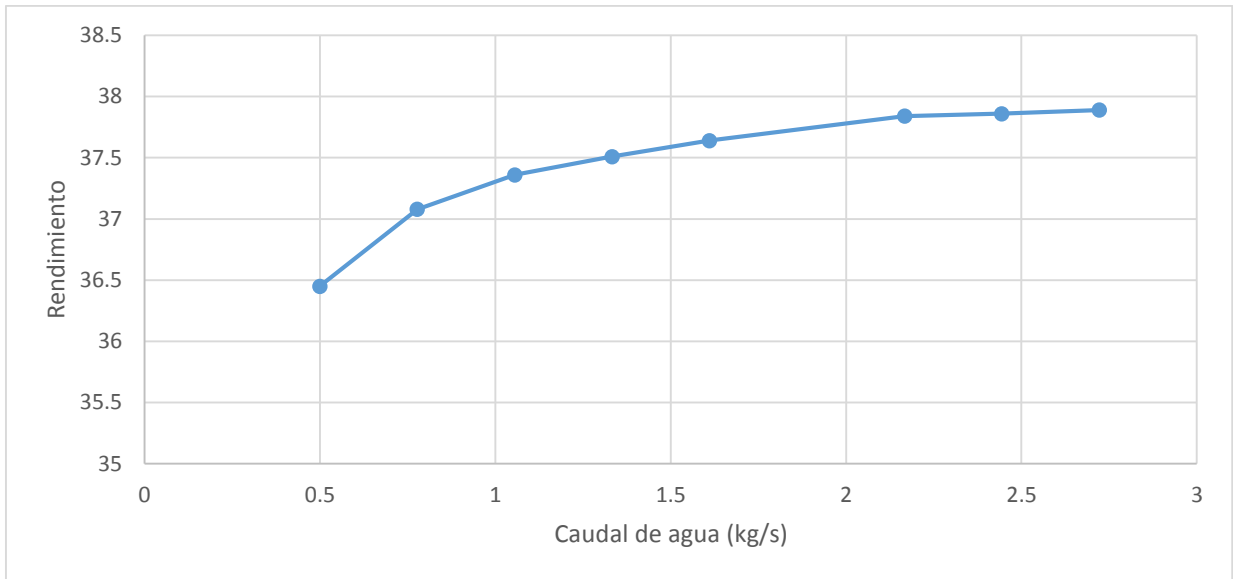


Ilustración 58. Rendimiento frente a caudal de agua

Al igual que ocurre con el NTU de diseño, el rendimiento deja de aumentar apreciablemente a partir de un caudal de agua de 2 kg/s

6. COGENERACIÓN

En este capítulo se va a tratar la cogeneración, pues en la compresión escalonada se evacua calor y de ahí se puede obtener vapor para usar en otra aplicación como podría ser calentar agua sanitaria.

La cogeneración es una forma de mejorar el rendimiento energético de algunas instalaciones que requiera potencia eléctrica y calor.

En la instalación de carga se utilizará un depósito de agua con un intercambiador por el cual circulará vapor que se formará en los intercambiadores de placa que refrigeran el aire comprimido

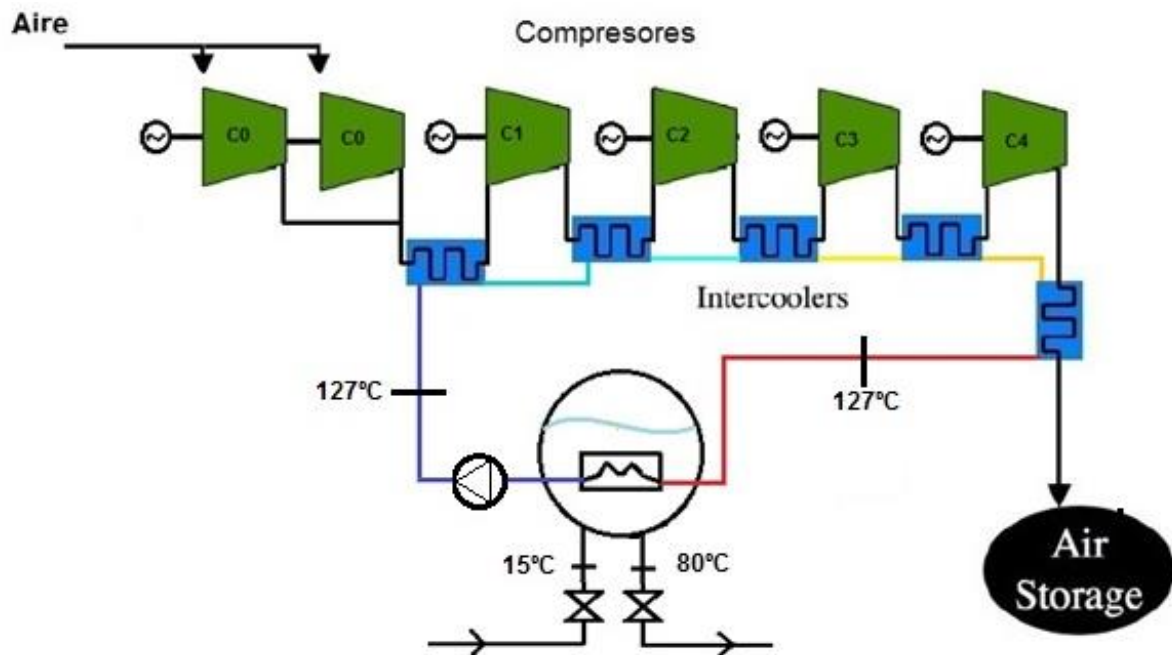


Ilustración 59. Instalación de carga con cogeneración

Se fijaran algunos parámetros para poder obtener resultado. El vapor a una presión de 2.5 bar, el agua que entra al depósito entra a 15°C y sale a 80°C

El diagrama T-Q de uno de los intercambiadores en uno de los regímenes es el siguiente

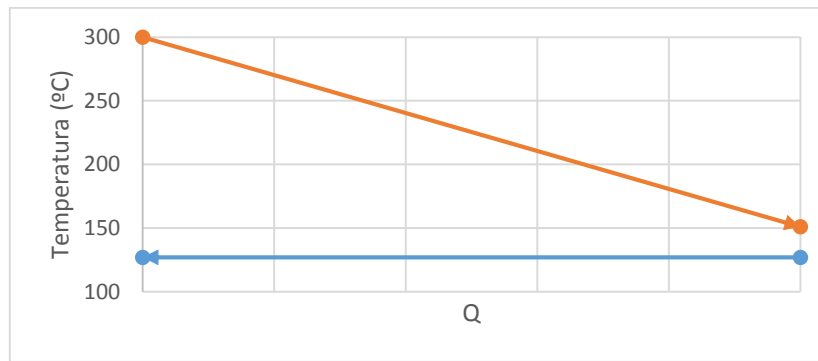


Ilustración 60. Diagrama T-Q intercambiadores de refrigeración

La línea naranja representa la evolución del aire que se va enfriando y la línea azul la del vapor que se va formando.

Los otros diagramas son de la misma forma, cambiando la temperatura de entrada y salida del aire

6.1 Rendimiento

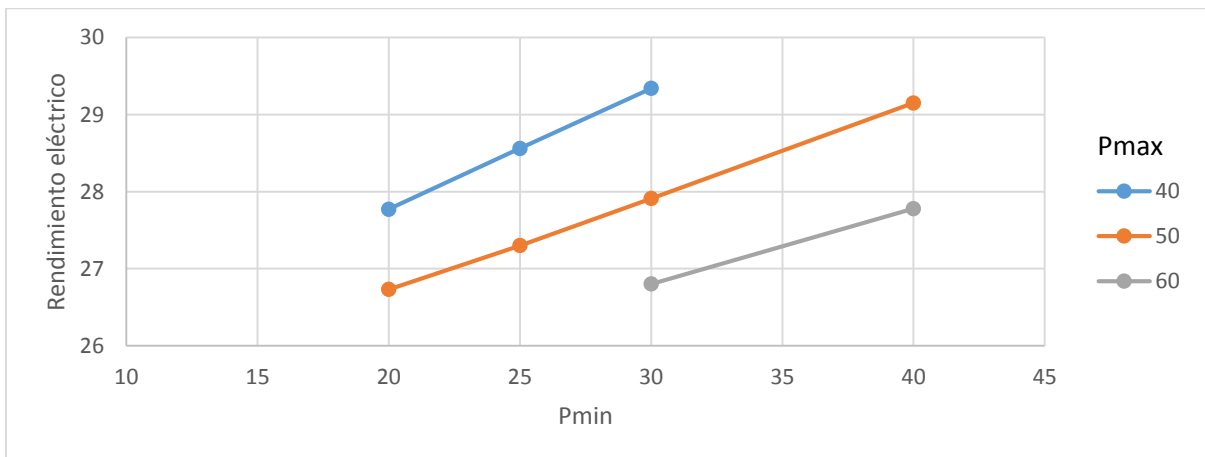


Ilustración 61. Rendimiento eléctrico con cogeneración frente a Pmax-Pmin

Los términos absolutos de rendimientos eléctricos son menores que sin el uso de cogeneración. La principal causa es que el aire está refrigerando con agua-vapor a 127°C y por tanto los rendimientos son peores porque se comprime a más temperatura.

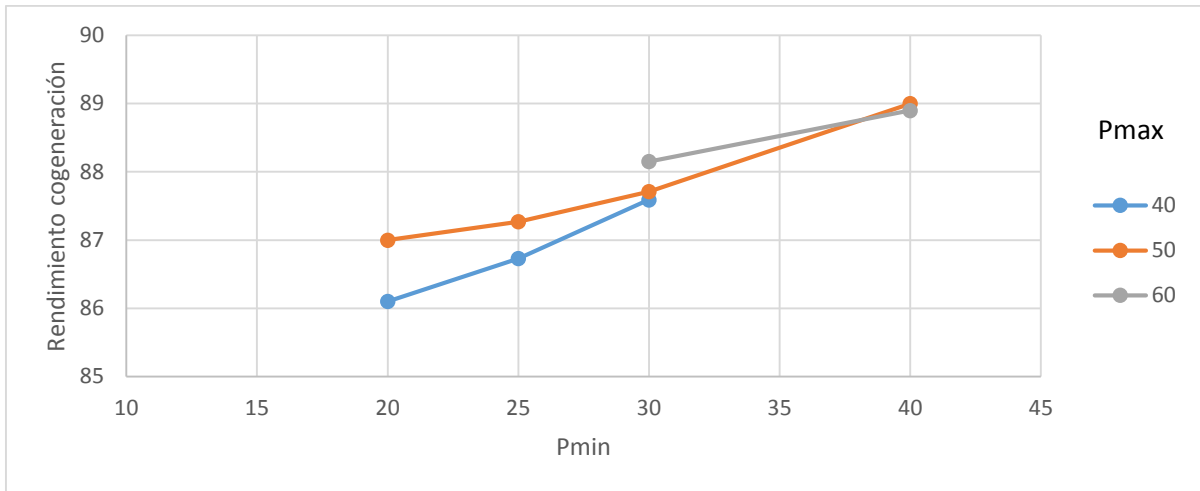


Ilustración 62. Rendimiento de cogeneración frente a Pmax-Pmin

El rendimiento de cogeneración aumenta con Pmax y Pmin, la principal causa es que se da por hecho que se aprovecha todo el calor de refrigeración y por tanto el rendimiento eléctrico por mucho que disminuya repercutirá en que se tendrá más calor disponible.

6.2 Vapor y agua caliente obtenida

Es interesante ver la cantidad de vapor a 2.5 bar que se puede llegar a producir según la configuración elegida

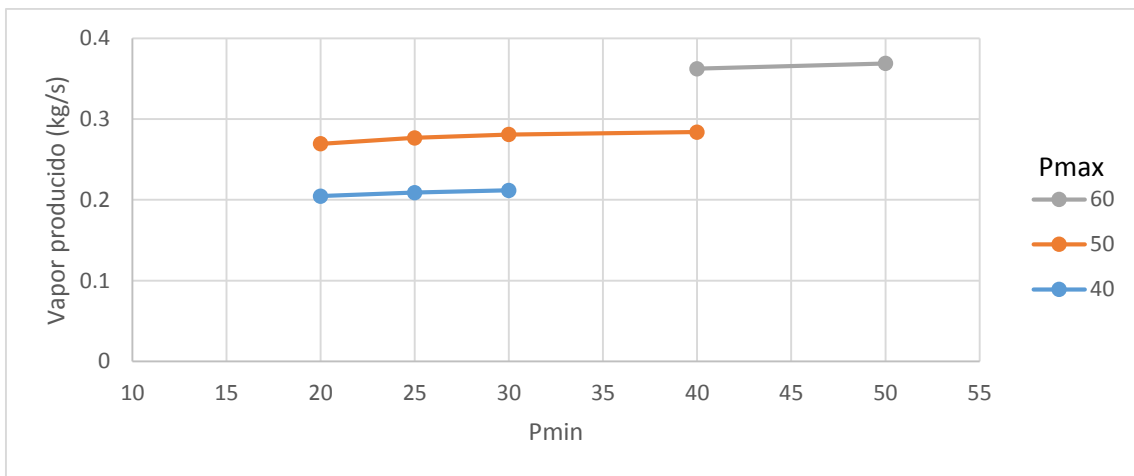


Ilustración 63. Vapor producido (kg/s) en la carga

La cantidad de vapor en kg/s solo aumenta con Pmax y prácticamente nada con Pmin, pero esto no quiere decir que se vaya a producir más vapor, porque según Pmax-Pmin los tiempos de carga varían, por eso en el siguiente gráfico se ve la cantidad total de agua total que se consigue calentar de 15°C a 80°C

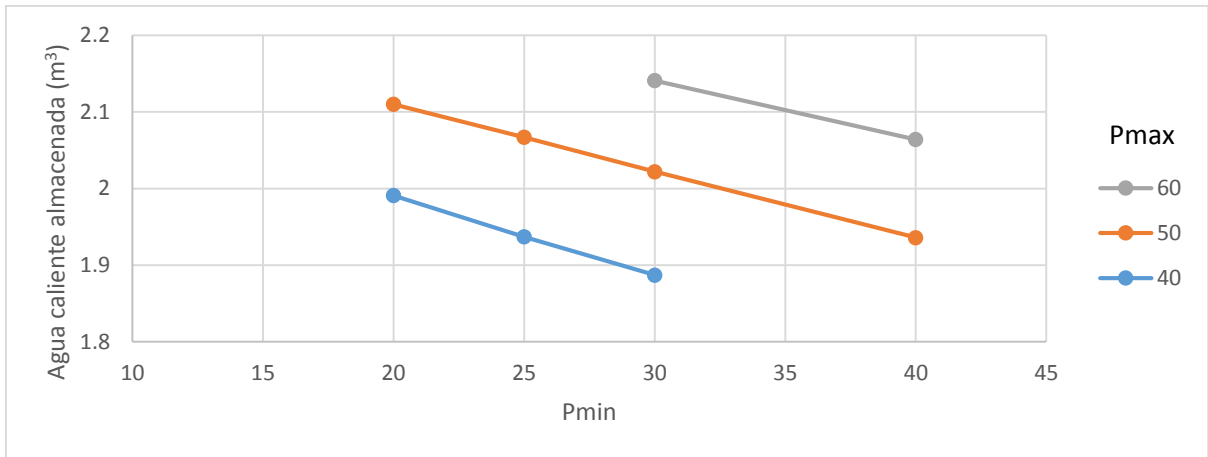


Ilustración 64. Kilogramos de vapor obtenidos con cogeneración frente a Pmax-Pmin

Con un depósito de 2.5 m³ sería suficiente para cubrir toda el agua que se puede calentar con el sistema de cogeneración. Cantidad que permite abastecer a todo un bloque de vivienda de agua caliente sanitaria

7. TRIGENERACIÓN

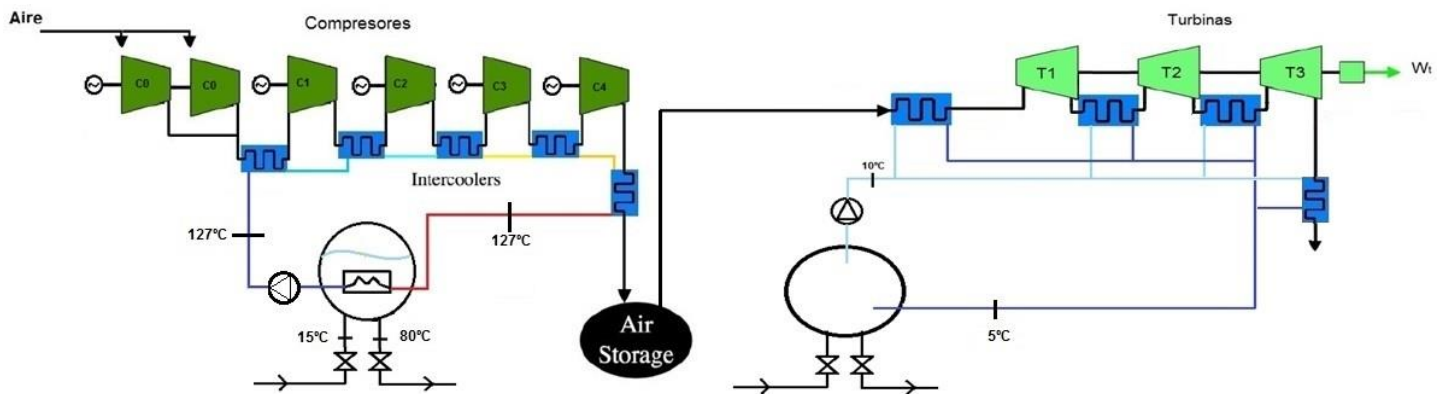


Ilustración 65. Instalación de trigeneración

Si además del calor, se aprovecha el frío que se extrae de la expansión, se tiene una instalación de trigeneración.

En los intercambiadores de la instalación de descarga circulará el aire expandido y a contracorriente agua a una temperatura de 10°C en la entrada. El agua tras pasar por los intercambiadores estará aproximadamente a 5°C y puede ser utilizada para acondicionar un edificio o también para condensar el refrigerante que enfría una habitación congelador.

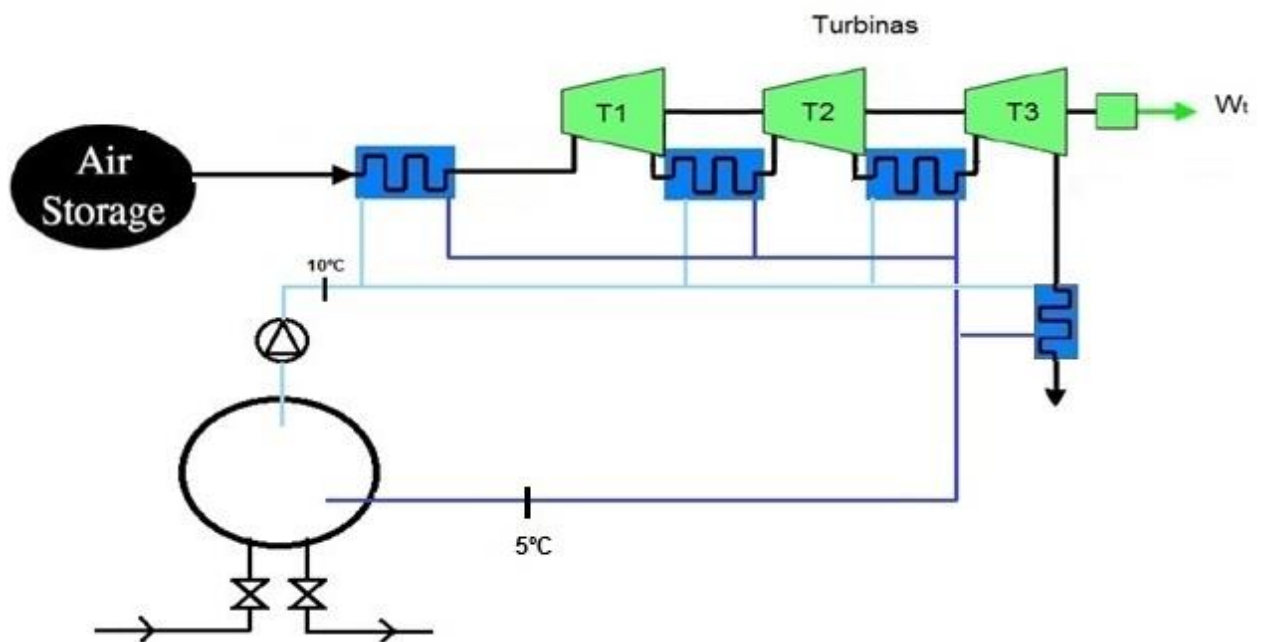


Ilustración 66. Instalación de descarga trigeneración

El diagrama T-Q de uno de los intercambiadores en uno de los regímenes es el siguiente

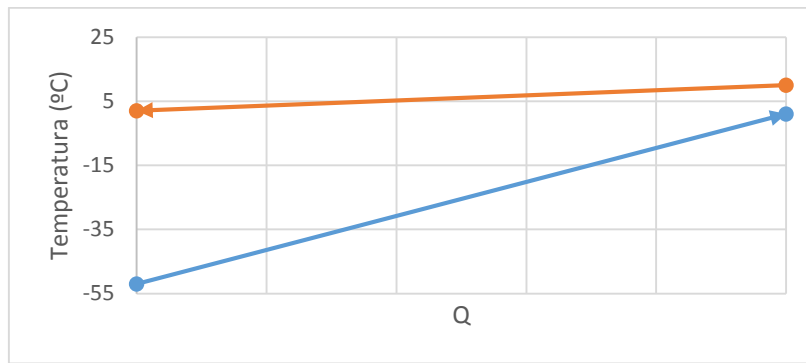


Ilustración 67. Diagrama T-Q intercambiadores en la descarga

En los otros intercambiadores el diagrama es parecido.

7.1 Rendimientos

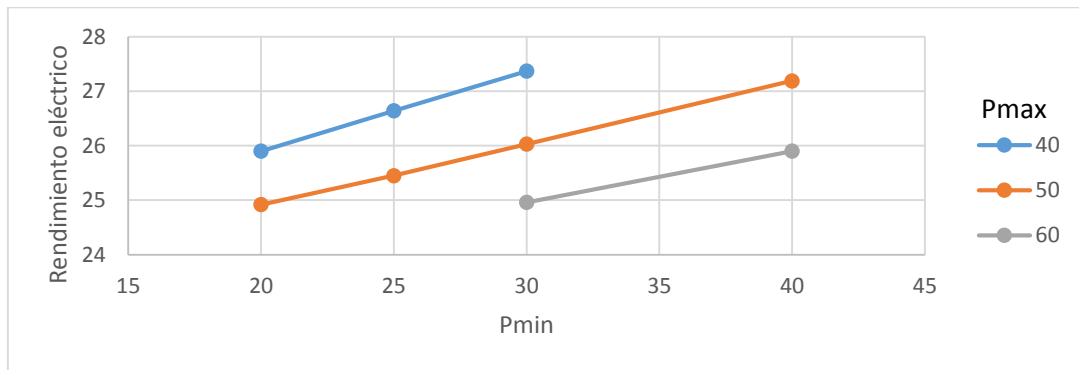


Ilustración 68. Rendimiento eléctrico instalación de trigeneración

El rendimiento eléctrico en términos absolutos vuelve a descender con respecto a la cogeneración y el motivo se debe a que la temperatura de entrada del agua en los intercambiadores de la descarga es menor que la que se ha usado en las simulaciones anteriores.

Sin embargo, atendiendo al rendimiento de trigeneración

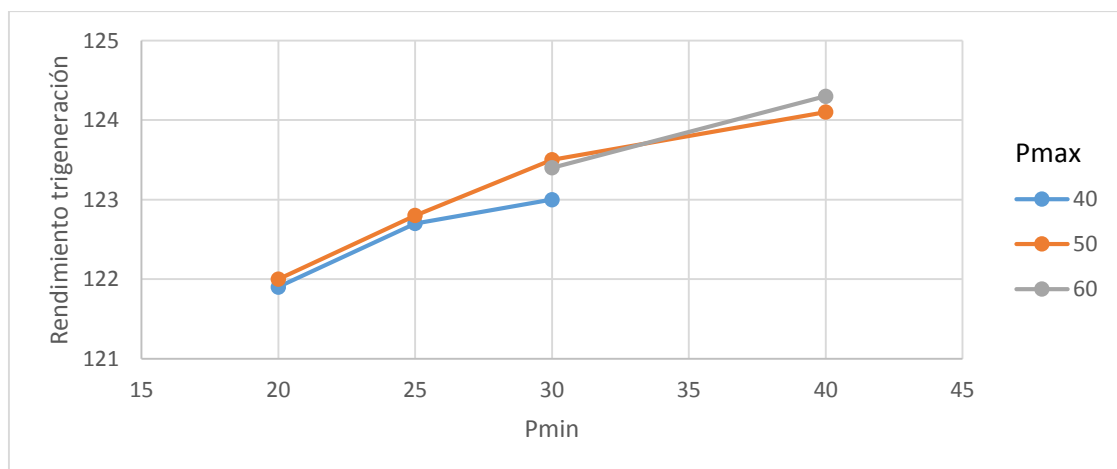


Ilustración 69. Rendimiento trigeneración frente a Pmax-Pmin

Los rendimientos obtenidos son mayores del 100% porque se suma la energía eléctrica de la descarga, la calorífica que se aporta en la descarga y la calorífica que se obtiene en la carga. Siendo toda la suma mayor que la energía eléctrica aportada en la carga.

La tendencia es prácticamente dependiente de P_{min} , al igual que ocurría con el rendimiento de cogeneración.

7.2 Agua fría obtenida

Al representar la cantidad de agua total que se puede enfriar frente a $P_{max}-P_{min}$, la tendencia es al contrario que con el rendimiento de trigeneración, a mayor P_{min} , menos cantidad de agua fría se consigue.

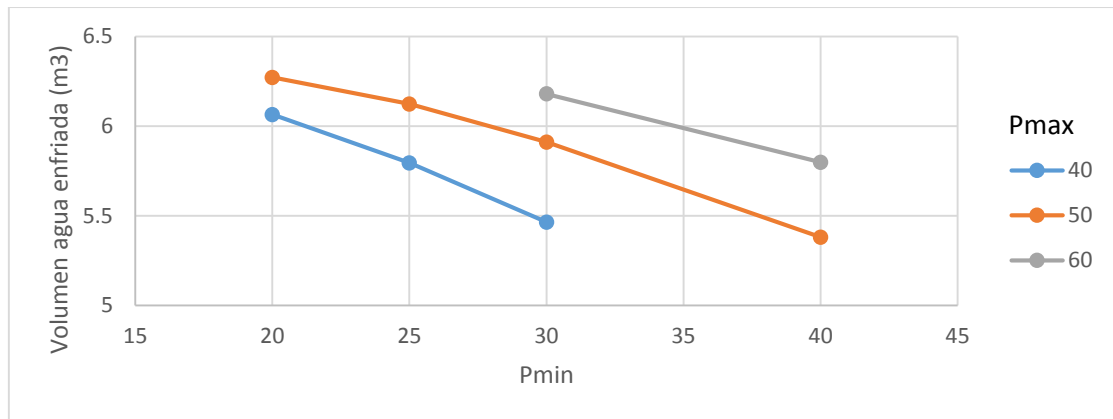


Ilustración 70. Cantidad de agua fría obtenida en la expansión frente a $P_{max}-P_{min}$

Para entender la tendencia que hay, es necesario recordar como varia la temperatura del depósito conforme se vacía frente a $P_{max}-P_{min}$. Si la diferencia entre ambos era pequeña, dicha temperatura apenas disminuía y eso implica que se obtiene menos agua fría.

8. COMPRESORES EN EL MISMO EJE

Un punto de interés es ver si los compresores pueden estar en un mismo eje porque solo sería necesario un motor eléctrico para moverlos y además se reduce el espacio que ocuparía la instalación de carga. El modelo de los compresores se hace a rpm constantes

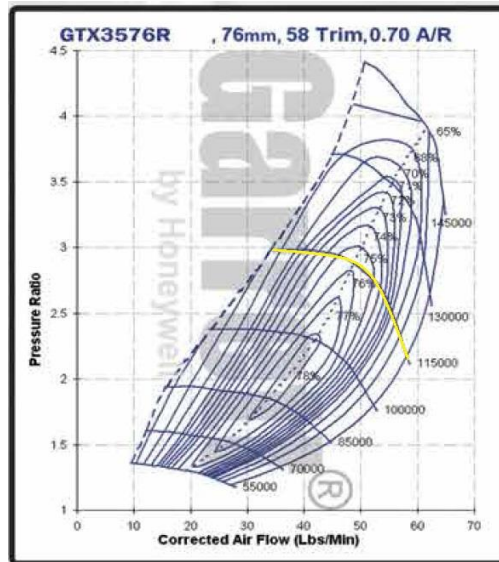


Ilustración 71. Curva de funcionamiento a rpm constantes

Lo primero es elegir una velocidad de giro que sea admisible para que se pueda colocar al menos 4 compresores. Se ha de tener en cuenta que cuanto más pequeño es el compresor, las velocidades de giro son mayores para conseguir relaciones de compresiones aceptables y como se vio antes, conforme se va comprimiendo los compresores necesarios son más pequeños debido al aumento de la densidad del aire. Haciendo una comparativa con los compresores del catálogo de Garret, la velocidad de giro de 95 000 rpm se encuentra en la gran mayoría de los turbocompresores.

Un problema a tener en cuenta cuando se hace girar a un compresor siempre a la misma velocidad de giro es que si disminuye demasiado la relación de compresión, el compresor se bloquea, provocando una gran caída del rendimiento.

Se plantea la siguiente combinación

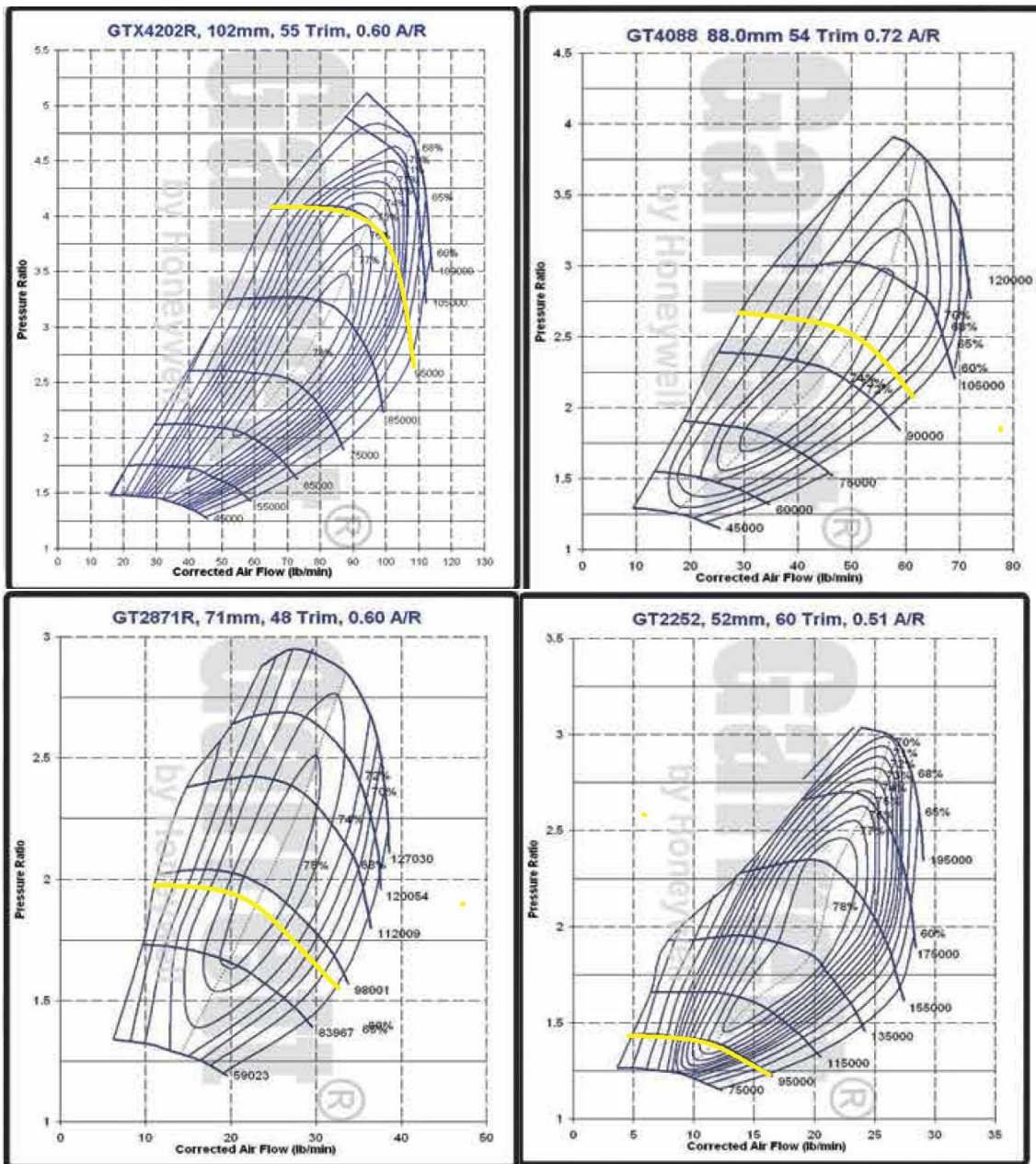


Ilustración 72. Curva característica compresores conectados a un mismo eje

Observando las curvas se puede apreciar que los rendimientos del primer y último compresor nunca serán máximos. Esto repercutirá en el rendimiento total.

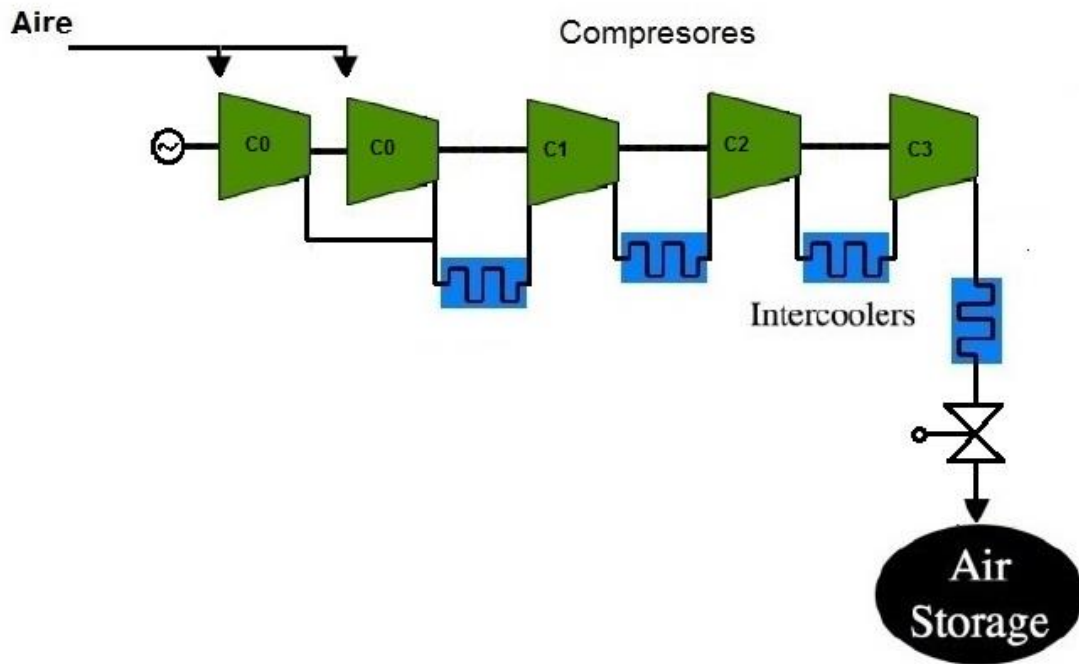


Ilustración 73. Instalación de carga con compresores en el mismo eje

Antes del depósito es necesario poner una válvula que lamine el aire de los compresores, debido a que esta configuración es muy inestable y tiene poco margen de operación. La solución que se aplica es comprimir hasta lo máximo que permite la velocidad de giro elegida, 30 bar, y laminar hasta la presión real del depósito.

8.1 Rendimiento

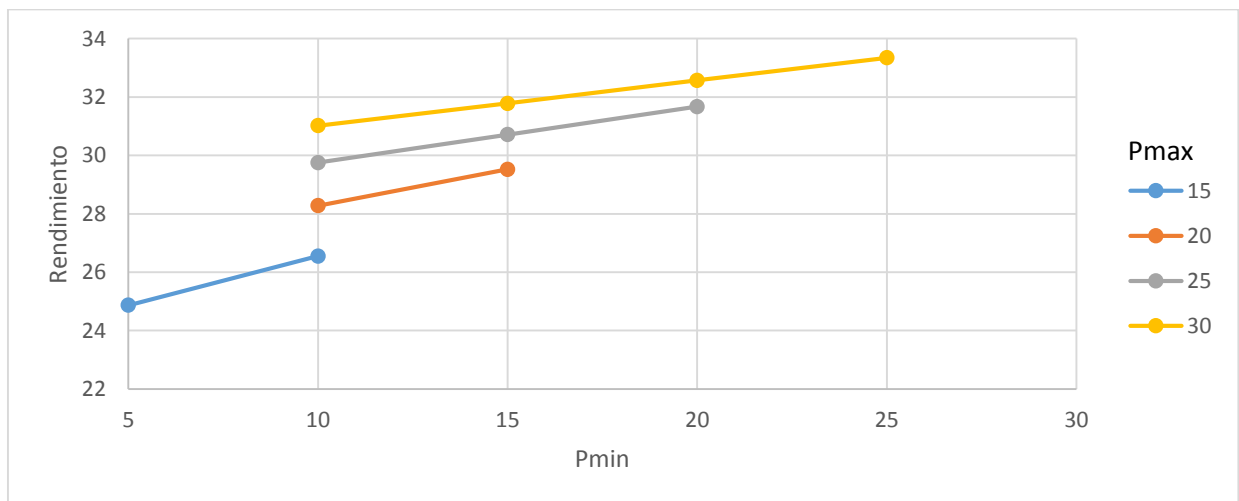


Ilustración 74. Rendimiento total con compresores girando con las mismas revoluciones

El hecho de laminar provoca una disminución del rendimiento. La tendencia es parecida a la que se tenía con la primera configuración estudiada, el cambio que existe es que a P_{max} y P_{min} más cercana a los 30 bar, se lamina menos y por tanto el rendimiento mejora.

9. ASPECTOS TECNOLÓGICOS

En este capítulo se atenderán a algunos aspectos tecnológicos que no se han tenido cuenta en el código que se ha desarrollado para los apartados anteriores.

9.1 Motor eléctrico

Dependiendo de si los compresores están en un mismo eje o en diferentes ejes, será necesario un motor eléctrico grande o tantos motores como ejes, más pequeños, debido a una necesidad de menor potencia eléctrica por cada eje.

Por otra parte, los motores eléctricos actuales pueden llegar a conseguir velocidades de 30.000 rpm, pero no de 95 000 rpm (velocidad aproximada de los turbocompresores centrífugo vistos), sería por tanto necesario de un tren de engranajes que aumentara las revoluciones por minuto del eje del turbocompresor, añadiendo una pérdida de rendimiento a la instalación y otro costo más a la inversión inicial.

9.2 Aumento de las pérdidas en los turbocompresores

En el impeler del turbocompresor se producen una serie de pérdidas inherente a la máquina que pueden ser disminuidas a niveles despreciables pero no eliminar.

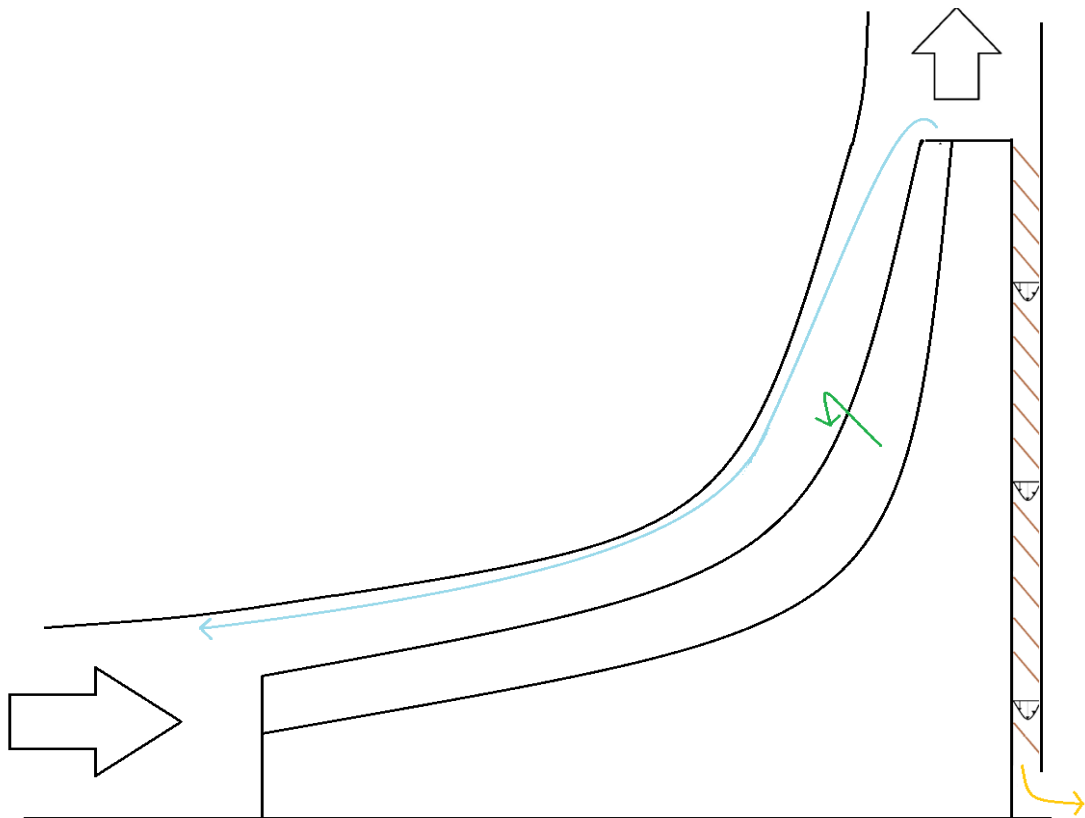


Ilustración 75. Principales pérdidas en un impeler (turbocompresor)

En azul se representan las pérdidas por recirculación.

En verde las pérdidas intersticiales.

En marrón a rayas la fricción del disco con el aire que hay en entre el impeler y la carcasa.

Y en amarillo las fugas debidas a la holgura entre carcasa y eje.

Estas son las principales pérdidas que tiene un impeler. En las instalaciones de carga que se han visto se utilizan trenes de compresores, haciendo que las condiciones de presión y densidad del aire a la entrada de cada uno sean diferentes. Es un factor a tener en cuenta que las pérdidas por fricción del disco y fugas son mayores conforme la presión dentro del impeler es mayor, pues existe más gradiente con el exterior y la densidad del aire es mayor.

En turbocompresores grande donde el caudal de aire y la potencia que absorba sea alta, estas pérdidas pueden ser despreciable, el tamaño de los conductos es mucho mayor que el espacio entre impeler y carcasa, pero a medida que el compresor es más pequeño por las necesidades ya vistas, deja de ser despreciable y empieza a ser un problema porque existen limitaciones físicas, la holgura no puede hacerse más pequeña.

Las pérdidas por rozamiento del disco con el aire y las fugas se pueden calcular a través de la siguiente ecuación

$$I_{DF} + I_L = \frac{C_{MD} \rho_2 U_2 r_2^2}{2 \dot{m}} + \frac{\dot{m}_{CL} U_{CL}}{2 \dot{m} U_2} \quad (30)$$

Donde I_{DF} es las pérdidas por fricción del disco, I_L es las pérdidas por fuga, C_{MD} es un coeficiente que depende del disco o impeler, \dot{m}_{CL} es el caudal de fugas y U_{CL} es otro coeficiente que depende de la diferencia de presiones entre la salida del rodete y el exterior [19].

Para un mismo turbocompresor, que solo se le cambia las condiciones a la entrada, estas dos pérdidas se pueden dejar en función de la presión de entrada y la densidad

$$I_{DF} + I_L = f(\rho_2(P, T), P_2) \quad (31)$$

Teniendo en cuenta que existe refrigeración intermedia, el aumento de la densidad se debe principalmente al aumento de la presión, por tanto en última causa las pérdidas depende prácticamente de la presión de entrada

$$I_{DF} + I_L = f(P_2) \quad (32)$$

Se tiene que el trabajo necesario para comprimir aumenta con la presión a la entrada.

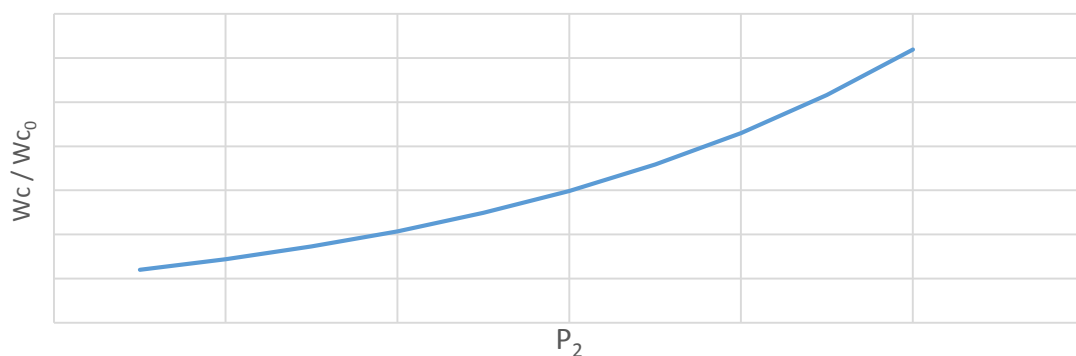


Ilustración 76. Relación entre trabajo a P2 y presión ambiente frente a la presión de entrada

9.3 Espesor del depósito

El espesor del depósito es un parámetro que no se puede despreciar, ya que si éste fuera demasiado grande el proyecto podría resultar inviable. A fin de valorar este aspecto, se va a modelar el tanque de acumulación como un depósito esférico, cuyo volumen se conoce para cada Pmax-Pmin. El tanque será de acero inoxidable con límite de fluencia de 100 MPa

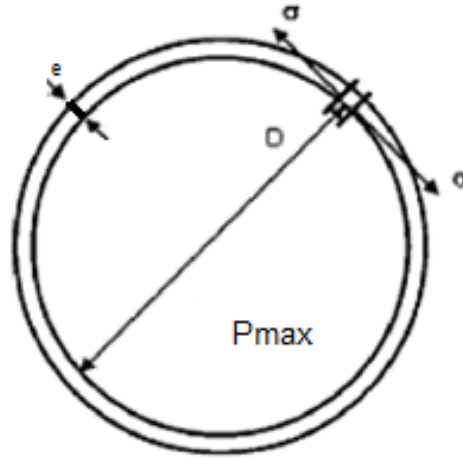


Ilustración 77. Depósito esférico

$$Vol = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^3 \cdot \pi \quad (33)$$

Bajo la hipótesis de pared delgada $D/e > 40$ [20]

$$\sigma = \frac{P_{max} \cdot D/2}{e} = \frac{P_{max}}{e} \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{Vol}{\pi}\right)^{1/3} \quad (34)$$

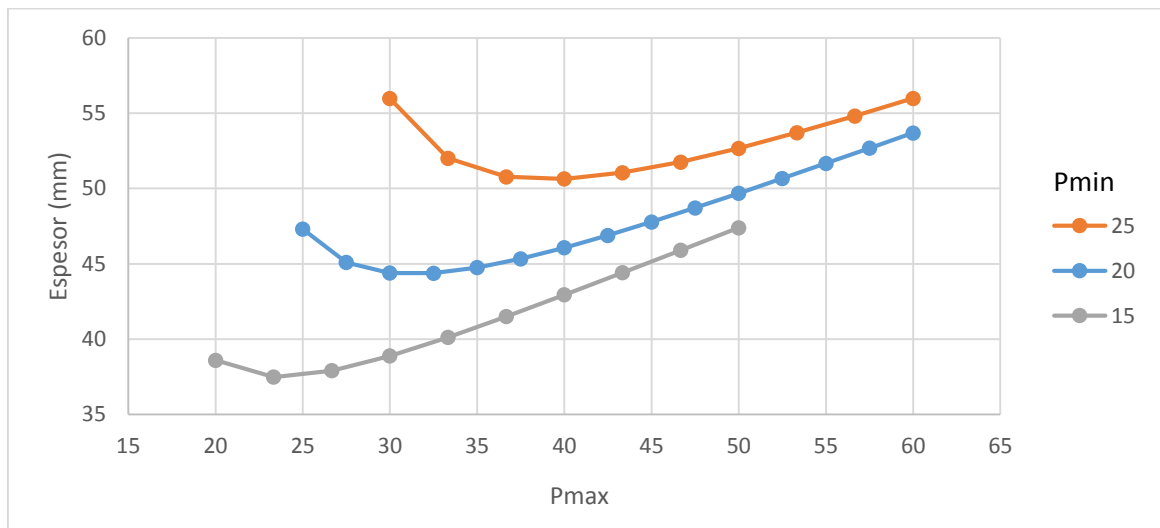


Ilustración 78. Espesor del depósito frente a Pmax-Pmin

La representación más interesante es la de espesor de pared frente a presión máxima del sistema. Se puede ver que no tiene una evolución lineal y además existe un mínimo para cada presión mínima.

Es necesario tener en cuenta las uniones y los defectos. Por un lado las uniones por soldadura no se pueden hacer a partir de un cierto valor del espesor siendo necesario emplear otro método de unión. Por otro lado los defectos aumentan con el volumen de material utilizado, provocando una disminución del límite de fluencia y obligando a utilizar mayores espesores.

10. CONCLUSIONES

Las simulaciones realizadas reflejan que es factible el uso de una instalación micro-caes como sistema de trigeneración, siendo necesario solo un par de depósitos que guarden un fluido calorífero para cuando se produzcan las demandas caloríficas.

Aunque los rendimientos obtenidos no sean muy altos, el sistema micro-caes proporciona un ahorro con respecto al uso de las redes eléctricas convencionales. Ya que al producir al lado de la demanda se evitan las pérdidas por transporte de la electricidad, las cuales pueden llegar a suponer un 10% de la energía consumida.

Un punto de mejora para este estudio es realizar un modelamiento en régimen no estacionario en vez de un proceso cuasi-estacionario. De manera que se consiga un comportamiento más fiel a la realidad.

También sería interesante estudiar la aplicación de un sistema micro-caes a una instalación aislada que use fuentes renovables, donde los tiempos que debe prestar servicio el sistema son mucho mayores a los contemplados en este documento. Un factor importante a tener en cuenta es la potencia eléctrica absorbida por los compresores, la cual puede superar con creces la requerida por la instalación aislada.

Por último, utilizando este estudio como documento de partida, se podría realizar un trabajo de diseño de las turbomáquinas e intercambiadores que se utilizarían en la instalación.

REFERENCIAS

- [1] J. Bullough, M. Koller, A. Nowi y S. Zunft, «Advanced adiabatic compressed-air energy-storage for the integration of wind energy. In: Proceedings of the European wind energy conference,» 2004.
- [2] A. Longley, «Bloomberg,» Julio 2015. [En línea]. Available: <http://www.bloomberg.com/news/articles/2015-07-15/eu-agrees-to-provide-financing-for-compressed-air-energy-project>. [Último acceso: Agosto 2015].
- [3] «Agencia Provincial de la Energía de Alicante,» [En línea]. Available: <http://www.alicantenergia.es/es/default.html>. [Último acceso: Mayo 2015].
- [4] H. Lund y G. Salgi, «The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems,» *Science Direct*, 2009.
- [5] «Clean Energy Action project,» 2008. [En línea]. Available: [http://cleanenergyactionproject.com/CleanEnergyActionProject/Energy_Storage_Case_Studies_files/Huntorf%20Compressed%20Air%20Energy%20Storage%20\(AES\).pdf](http://cleanenergyactionproject.com/CleanEnergyActionProject/Energy_Storage_Case_Studies_files/Huntorf%20Compressed%20Air%20Energy%20Storage%20(AES).pdf). [Último acceso: Junio 2015].
- [6] A. Cavallo, «Controllable and affordable utility-scale electricity from intermittent wind resources and compressed air energy storage (CAES),» 2007.
- [7] D. Swider, «Compressed air energy storage in an electricity system with significant wind power generation,» 2007.
- [8] I. Patrao, E. Figueres, G. Garcerá y R. González-Medina, «Microgrid architectures for low voltage distributed generation,» 2015.
- [9] Y. Lia, X. Wangb, D. Lib y Y. Ding, «A trigeneration system based on compressed air and thermal energy storage,» 2012.
- [10] D. Wolfa y M. Budt, «LTA-CAES – A low-temperature approach to Adiabatic Compressed Air Energy Storage,» *Science Direct*, 2014.
- [11] A. L. Faccia, D. Sánchez, E. Jannellic y S. Ubertini, «Trigenerative micro compressed air energy storage: Concept and thermodynamic assessment,» *Science Direct*, 2015.
- [12] H. Chena, T. N. Conga, W. Yanga, C. Tanb, Y. Lia y Y. Ding, «Progress in electrical energy storage system: A critical review,» 2009.
- [13] E. Bozzolani, *Techno-economic analysis of compressed Air Energy Storage Systems*, Cranfield, 2010.
- [14] D. Sanchez, «Apuntes de la asignatura de máquinas y motores térmicos».
- [15] Garrett, «Turbo charger guide».

- [16] F. Colzia, S. Petruccia, G. Manzolinib, R. Chacartegua, P. Silva, S. Campanari y D. Sánchez, «Modeling ON/OFF design performance of solar tower plants using saturated steam,» 2010.
- [17] S. Kandlikar, «Performance curves for different plate heat exchanger configurations,» Rochester, New York.
- [18] J. L. Molina, «Apuntes de la asignatura de tecnología energética».
- [19] R. H. Aungier, «Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors,» 1995.
- [20] Y. Torres, «Apuntes de la asignatura de Tecnología de los Materiales».
- [21] K. Thulukkanam, Heat exchanger design handbook, 1957.
- [22] H. Lund y G. Salgi, «The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems,» 2009.