

# Trabajo Fin de Grado

## Grado en Ingeniería de la Energía

### Sistemas de tratamiento del aire de admisión de las turbinas de gas

Autor: D. Francisco Fernández Labella

Tutor: Prof. Dr. Tomás Manuel Sánchez Lencero

**Departamento de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2016





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de la Energía

# **Sistemas de tratamiento del aire de admisión de las turbinas de gas**

Autor:

D. Francisco Fernández Labella

Tutor:

Prof. Dr. Tomás Manuel Sánchez Lencero

Catedrático de Universidad

Departamento de Ingeniería Energética.

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

**ADJUDICACIÓN DE PROYECTO FIN DE CARRERA/TRABAJO FIN DE GRADO/MÁSTER**

El Departamento de Ingeniería Energética ha adjudicado al alumno/a D./D<sup>a</sup>. FERNANDEZ LABELLA, FRANCISCO, con D.N.I./N.I.E. 15455311, matriculado/a en los estudios de Grado en Ingeniería de la Energía por la Un. de Sevilla y la Un. de Málaga, Especialidad/Intensificación Sistemas de Producción de Potencia, el Proyecto fin de carrera, Trabajo fin de grado/Máster titulado TRATAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN DE LAS TURBINAS DE GAS, asignándole como Tutor/a a D./D<sup>a</sup>. SANCHEZ LENCERO, TOMAS MANUEL con el Área de Conocimiento Máquinas y Motores Térmicos.

¿Se solicita que el PFC/TFG/TFM tenga la consideración de confidencial?:

Si  \* No

\* En este caso se deberá adjuntar a este documento el impreso de solicitud de confidencialidad, un resumen del PFC/TFG/TFM en formato electrónico (*sólo si se solicita en el momento de la entrega para su defensa*) y la documentación que lo justifique (*informe del Tutor/a, de la Empresa, contrato de confidencialidad, etc.*).

Sevilla, a 24 de Mayo de 2016

V<sup>o</sup>B<sup>o</sup>  
El Director del  
Departamento,



El Tutor/a  
del Proyecto fin de carrera, Trabajo fin  
de grado/Máster,

El/La Alumno/a,

Fdo.: 1098

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA  
ENERGÉTICA

Fdo.: Tomas Sanchez Lencero

Fdo.: [Signature]

# **Agradecimientos.**

Me gustaría agradecer al Profesor Don Tomás Manuel Sánchez Lencero toda la ayuda que me ha prestado para la realización de este proyecto, así como por el trato recibido. Sin su colaboración, la realización de este proyecto no habría sido posible. Me considero afortunado por haber podido trabajar con él y de haber sido alumno suyo.

Me gustaría también agradecerles a mis padres el apoyo durante estos años y que, con su esfuerzo, me hayan brindado la oportunidad de poder estudiar.

Finalmente, me gustaría disculparme ante mis amigos de Fuentes de Andalucía, mi familia, mis compañeros de la Escuela, mis compañeros de la banda de música y especialmente, ante mi novia, Lola, porque no he podido compartir con ellos durante estos años todo el tiempo que me hubiera gustado. Espero que algún día me perdonen.



# Índice

<b>1</b>	<b>Introducción y objeto del proyecto.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>Filtración del aire de admisión.....</b>	<b>13</b>
2.1	Introducción.	
2.2	Consecuencias derivadas de un inadecuado filtrado del aire de admisión.	
2.2.1	Erosión.	
2.2.3	Ensuciamiento.	
2.2.3	Corrosión.	
2.2.4	Taponamiento de los orificios de refrigeración.	
2.3	Fundamentos teóricos de filtración del aire.	
2.3.1	Principales mecanismos de filtración.	
2.3.2	Normativa referente a los sistemas de filtración.	
2.4	Clasificación de los elementos que constituyen el sistema de filtración de una turbina de gas.	
2.4.1	Cubiertas exteriores.	
2.4.2	Rejillas exteriores.	
2.4.3	Pantallas de retención.	
2.4.4	Filtro coalescente de humedad.	
2.4.5	Separadores inerciales.	
2.4.6	Pre-filtros.	
2.4.7	Filtros de alta eficiencia.	
2.5	Influencia de las condiciones climatológicas y geográficas en el sistema de filtración.	
2.5.1	Clima desértico.	
2.5.2	Clima tropical.	
2.5.3	Clima ártico.	
2.5.4	Zona rural.	

- 2.5.5 Zona urbana.
- 2.5.6 Zona industrial.
- 2.5.7 Zona marina.
- 2.5.8 Esquema comparativo.

### **3 Fundamentos teóricos de la refrigeración del aire de admisión.....41**

- 3.1 Variables a considerar en la refrigeración de aire.
- 3.2 Influencia de la refrigeración del aire de admisión.
  - 3.2.1 Influencia de la temperatura de admisión sobre el gasto másico.
  - 3.2.2 Influencia de la temperatura de admisión sobre el trabajo específico.
  - 3.2.3 Influencia de la temperatura de admisión sobre el rendimiento.
  - 3.2.4 Influencia de la temperatura de admisión sobre la temperatura de escape de la turbina.
  - 3.2.5 Influencia de la humedad del aire de admisión.
  - 3.2.6 Caso real.

### **4 Enfriadores evaporativos de medio húmedo.....51**

- 4.1 Principio de funcionamiento de los enfriadores evaporativos de medio húmedo.
- 4.2 Parámetros de operación.
- 4.3 Descripción de los componentes.
- 4.4 Curvas características.
- 4.5 Consideraciones sobre la calidad del agua.
- 4.6 Otras consideraciones.

### **5 Enfriadores evaporativos de *fogging*.....69**

- 5.1 Descripción de la tecnología.
- 5.2 Componentes del sistema.
- 5.3 Parámetros de operación.
- 5.4 Tipos de inyectores.
- 5.5 Sistema de control.
- 5.6 Ubicación del sistema de *fogging*.

- 5.7 Tratamiento del agua.
- 5.8 Problemas derivados del uso del *fogging*.
- 5.9 Otras consideraciones.

## **6 Sistemas de compresión húmeda.....83**

- 6.1 Características generales.
- 6.2 Parámetros de funcionamiento
- 6.3 Otras consideraciones.

## **7 Refrigeración mediante *chiller*.....87**

- 7.1 Introducción y características generales.
- 7.2 Principio de funcionamiento de un *chiller* de compresión mecánica.
- 7.3 Clasificación de los *chiller* de compresión mecánica.
  - 7.3.1 Clasificación en función del tipo de accionamiento del compresor.
  - 7.3.2 Clasificación en función del tipo de refrigerante.
  - 7.3.3 Clasificación en función del tipo de compresor.
  - 7.3.4 Clasificación en función del fluido que llega a la batería de frío.
- 7.4 Parámetros de operación de los *chiller* de compresión mecánica.
- 7.5 Principales diferencias entre los *chiller* mecánicos y los de absorción.
- 7.6 Clasificación de los *chiller* de absorción.
  - 7.6.1 Ciclo de LiBr/H<sub>2</sub>O de simple efecto.
  - 7.6.2 Ciclo de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto.
  - 7.6.3 Ciclo de H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub>.
  - 7.6.4 Clasificación en función del tipo de fuente térmica.
- 7.7 Parámetros de operación de *chiller* de absorción.
- 7.8 Almacenamiento térmico en *chiller*.
- 7.9 Otras consideraciones sobre sistemas basados en *chiller*.

## **8 Sistemas híbridos.....109**

- 8.1 Introducción.
- 8.2 Configuraciones más comunes de los sistemas híbridos.
- 8.3 Otras consideraciones sobre sistemas híbridos.

<b>9 Comparativa entre los diferentes sistemas de refrigeración.....</b>	<b>115</b>
<b>10 Conclusiones.....</b>	<b>117</b>
<b>11 Bibliografía.....</b>	<b>119</b>

# 1 Introducción y objeto del proyecto.

Actualmente, las turbinas de gas están instaladas prácticamente en todas las regiones del mundo. Por este motivo, las condiciones del aire de admisión en las diferentes ubicaciones pueden ser muy distintas. No obstante, las características del aire exterior (temperatura, humedad, partículas en suspensión...) influyen notablemente en el rendimiento, la potencia neta, así como en la vida de la turbina de gas.

El objetivo de este trabajo fin de grado es explicar cómo y porqué la calidad del aire ambiente influye en las prestaciones de la turbina, así como analizar las características de los principales sistemas de tratamiento del aire de admisión. Principalmente, el sistema de tratamiento del aire está compuesto por el sistema de filtración, el silenciador, y el sistema de refrigeración, aunque el estudio del silenciador no se abordará en este proyecto.

A lo largo del trabajo se intentará introducir, cuando sea posible, diferentes ejemplos de turbinas reales que refuercen la teoría, además de una serie de gráficos, tablas e imágenes para ilustrar de forma gráfica el contenido del trabajo.



## **2 Filtración del aire de admisión.**

### **2.1 Introducción.**

La filtración del aire de admisión es necesaria para eliminar las partículas presentes en el mismo aire de admisión. Dichas partículas, como se expondrá posteriormente, pueden causar diferentes daños a la turbina, además de reducir sus prestaciones. Por tanto, es necesario que la turbina disponga de un adecuado sistema de filtración del aire. Las características de dicho sistema dependerán fundamentalmente de:

- La cantidad de partículas presentes.
- De las propiedades físicas de dichas partículas.
- De la composición química de las partículas.

Aunque la cantidad de partículas en suspensión en el aire es pequeña y del orden de 0,1 mg por metro cúbico, debido al elevado gasto másico de aire que admite la turbina y al número de horas que trabaja al año, la cantidad de partículas que entrarían en la turbina si no hubiera sistema de filtración sería abrumadora. A modo de ejemplo, una turbina de una potencia nominal de 30 MW que no utilizara sistema de filtración de aire, absorbería unos 300 kg de partículas a lo largo de un año [3]. Por otra parte, para una ubicación concreta, la presencia de partículas en el aire varía con las diferentes estaciones, e incluso puede variar de una hora a otra (por ejemplo, en el caso que se produjera una tormenta de arena).

### **2.2 Consecuencias derivadas de un inadecuado filtrado del aire de admisión.**

En este apartado, se expondrán cuáles son los principales efectos que se producirán en la turbina cuando no se realiza una correcta filtración del aire. Los principales daños a los que la turbina se puede ver sometida vinculados a una insuficiente filtración del aire se pueden resumir en erosión, ensuciamiento, corrosión, y taponamiento de los orificios de refrigeración.

#### **2.2.1 Erosión.**

La erosión es un fenómeno mediante el cual partículas sólidas o líquidas impactan sobre las superficies internas de la turbina de gas. Las principales partes de las turbinas de gas que se ven afectadas por este fenómeno son el compresor y las zonas calientes de la turbina (cámara de combustión y primer escalonamiento de la turbina). Las partículas que originan este fenómeno se pueden presentar tanto en forma sólida (arena, materia mineral,...) como en forma líquida. Las partículas que son responsables de la erosión son las que presentan un diámetro mayor a 5 micras [3]. Cuando dichas partículas impactan sobre la superficie metálica, arrastran a una pequeña parte de dicha superficie,

modificando la geometría de ésta. Como consecuencia, se produce una variación en la dirección del flujo, se ponen ásperas las superficies, se modifican las holguras y se reduce el área de sección transversal. La reducción del área de sección transversal podría conducir a serios daños en la turbina, ya que favorece la aparición de focos de alto estrés mecánico que podrían conducir a la ruptura de un álabe.

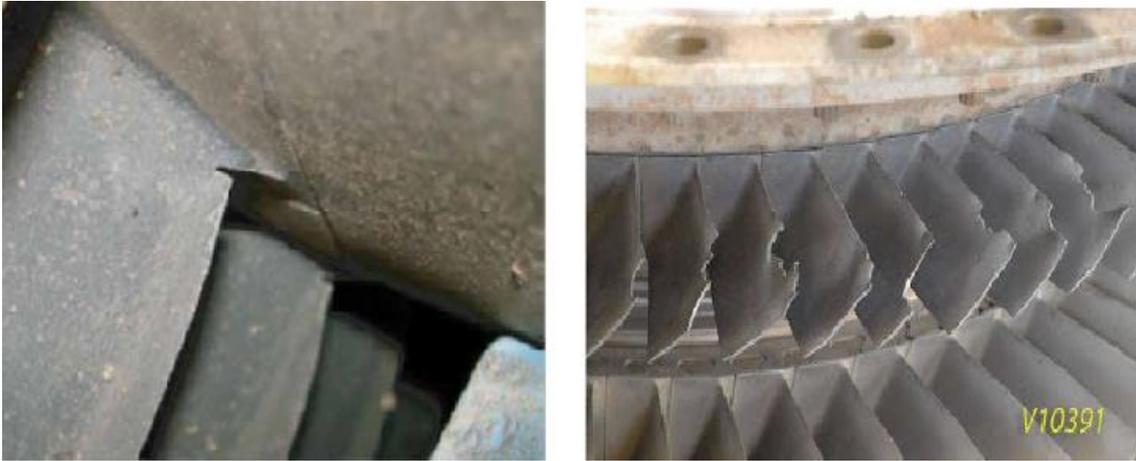


Figura 1. Erosión en corona de álabes [3]

La erosión es un proceso difícil de cuantificar, sin embargo, se puede decir que depende de la energía cinética de las partículas, del número de partículas que impactan por unidad de tiempo, del ángulo con que dichas partículas impactan, y a las propiedades mecánicas que presentan tanto las partículas como la superficie que está siendo erosionada. Por otra parte, se debe hacer un especial hincapié para evitar la erosión porque es un fenómeno no reversible. Es decir, una vez que se da, es necesario sustituir íntegramente los componentes afectados para retornar a la situación inicial. El efecto que la erosión produce en la turbina de gas se ilustra en la figura 1.

### 2.2.2 Ensuciamiento.

A este fenómeno se le conoce habitualmente en la bibliografía como *fouling*. Se caracteriza por que las partículas que arrastra el aire de admisión se quedan adheridas tanto a los álabes de compresor como a las superficies anulares. El origen de estas partículas puede ser de diversa índole, los más comunes son los humos, los vapores de aceite, las sales, o los hidrocarburos. Cuando dichas partículas se van amontonando, el resultado es que se varía la geometría del compresor y se disminuye el área de paso. Como consecuencia, cuando aumenta el ensuciamiento, el rendimiento del compresor disminuye. Por otra parte, la experiencia demuestra que una pérdida del 1 % del rendimiento interno del compresor puede significar hasta una pérdida del 2,3 % del rendimiento térmico total de la turbina de gas para una potencia dada, y un aumento del consumo de combustible de un 1,5 % [3]. En casos de ensuciamiento severo, el rendimiento total de la turbina puede llegar a caer hasta un 20 % [2].

El ensuciamiento es un fenómeno difícil de cuantificar, ya que no sólo depende de la cantidad y tipos de partículas, sino también de las propiedades que presentan las partículas a quedar adheridas. Los filtros comerciales pueden capturar la mayoría de las partículas que son responsables de propiciar el ensuciamiento. Sin embargo, hay ciertas partículas submicrónicas que no pueden ser atrapadas en su totalidad. Para eliminar el

efecto perjudicial de dichas partículas se utiliza un sistema de lavado (*compressor washing*). Mediante dicho proceso se inyecta un fluido detergente que arrastra gran parte de las partículas que están adheridas. El proceso de lavado se puede realizar cuando la turbina no está produciendo potencia (*offline water wash systems*) o cuando la potencia está produciendo potencia (*online water wash systems*). En el primero de los métodos citados, la velocidad de giro de la turbina es inferior a la nominal, y presenta la ventaja de que es más efectivo (atrapa más partículas), aunque por el contrario presenta la desventaja de que la turbina no está produciendo potencia durante el proceso de lavado. A pesar de la gran efectividad de ambos procesos de lavado, el rendimiento del compresor nunca llega a alcanzar las condiciones iniciales [5,6]. El ensuciamiento se ilustra gráficamente en la figura 2 [7].



Figura 2. Misma corona de álabes de rotor con grado de ensuciamiento distinto.

### 2.2.3 Corrosión.

Se puede definir la corrosión como una progresiva alteración de la superficie de un metal que se produce como consecuencia de una serie de reacciones químicas entre ciertas partículas y la superficie metálica en cuestión. En función de la naturaleza del proceso se diferencian dos tipos de corrosión;

- **Corrosión a baja temperatura** (*low temperature corrosion*): también se le conoce como corrosión fría (*cold corrosion*). Se caracteriza por ser un proceso electroquímico y por requerir la presencia de humedad [3]. Se origina principalmente por la presencia de sales, ácidos, y gases agresivos como el cloro y los sulfuros [1]. Este tipo de corrosión aparece en el compresor, y se manifiesta normalmente en forma de agujeros sobre la superficie metálica (a este fenómeno se le conoce como *pitting*). En ciertas ubicaciones, donde se sabe que el ambiente es muy propenso a fomentar la aparición de corrosión, se suelen rodear los álabes del compresor con una especie de recubrimiento [2].
- **Corrosión a alta temperatura** (*high temperature corrosion*): también se le conoce como corrosión caliente (*hot corrosion*). Este tipo de corrosión se produce cuando ciertas partículas metálicas (principalmente sodio, potasio, vanadio y plomo) se ponen en contacto con azufre o con aire durante el proceso de combustión. Estas partículas pueden estar presentes tanto en el combustible como en el agua o vapor (en el caso de que fuera introducido). En función de la naturaleza del proceso, este tipo de corrosión se puede presentar mediante

cuatro mecanismos principales [3]; pérdida del óxido proyectivo como resultado de la exfoliación, destrucción de óxido proyectivo en presencia de un segundo oxidante, corrosión en presencia de una sal fundida o interacción entre la corrosión con un proceso de degradación mecánica. A su vez, también se puede clasificar la corrosión caliente en función de la temperatura a la que se lleva a cabo. De esta forma es posible diferenciar entre corrosión tipo uno (que se da cuando la temperatura está comprendida entre 730 a 950 °C) y entre corrosión tipo dos (que se da cuando la temperatura está comprendida entre 550 a 730 °C) [1].



Figura 3. Corrosión fría (izquierda) y corrosión caliente (derecha). Cortesía de NC Consulting.

Al igual que en el caso de la erosión, y a diferencia del *pitting*, la corrosión es un proceso no reversible. Por otra parte, se puede clasificar la corrosión en función de la fase en la encuentre el agente corrosivo [3]. De esta forma se obtiene la siguiente clasificación:

- **Fase sólida:** se presenta en forma de sal y partículas de óxido. Pueden ser retiradas con filtros de alta eficiencia.
- **Fase líquida:** se presentan en forma de cloruros acuosos o ácidos. Aparecen cuando las sales depositadas en los filtros de partículas se licúan como consecuencia de un aumento de la humedad relativa del aire (la humedad relativa supera el 60 %) o cuando las sales entran disueltas en el agua de lluvia o la niebla. Los principales métodos para retener dichos agentes corrosivos son los separadores de humedad.
- **Fase gaseosa:** se presenta en forma de vapores ácidos que no pueden ser atrapados mediante la filtración mecánica. Si dichos contaminantes permanecen en fase gaseosa, no son promotores de corrosión. Sin embargo, si dichos gases son absorbidos por los líquidos, pueden conducir a degradar las superficies que constituyen la turbina.

#### 2.2.4 Taponamiento de los orificios de refrigeración (*cooling passages putting*).

Tanto desde el punto de vista del rendimiento como del punto de vista del trabajo específico, interesa que la temperatura de entrada a la turbina sea lo más elevada

posible. Sin embargo, la máxima temperatura que se puede alcanzar viene determinada por la resistencia de los materiales. La máxima temperatura que se alcanza en el ciclo de gas se encuentra entre la salida de la cámara de combustión y la entrada a la turbina. Por este motivo, se suelen refrigerar los álabes de los primeros escalonamientos de turbina. Para ello, se extrae aire del compresor (y por tanto a una temperatura menor) y se inyecta directamente en el interior del álabe de turbina sin pasar por la cámara de combustión. De esta forma, se reduce la temperatura que tienen que soportar los álabes de turbinas. Si el aire que se extrae del compresor no ha sido filtrado correctamente, cabe la posibilidad de que se taponen los orificios por los que el aire de refrigeración es inyectado. Como consecuencia, la temperatura a la que se expondrán los alabes aumentará y el álabe se podría fundir. Esto se refleja en la figura 4 [3].

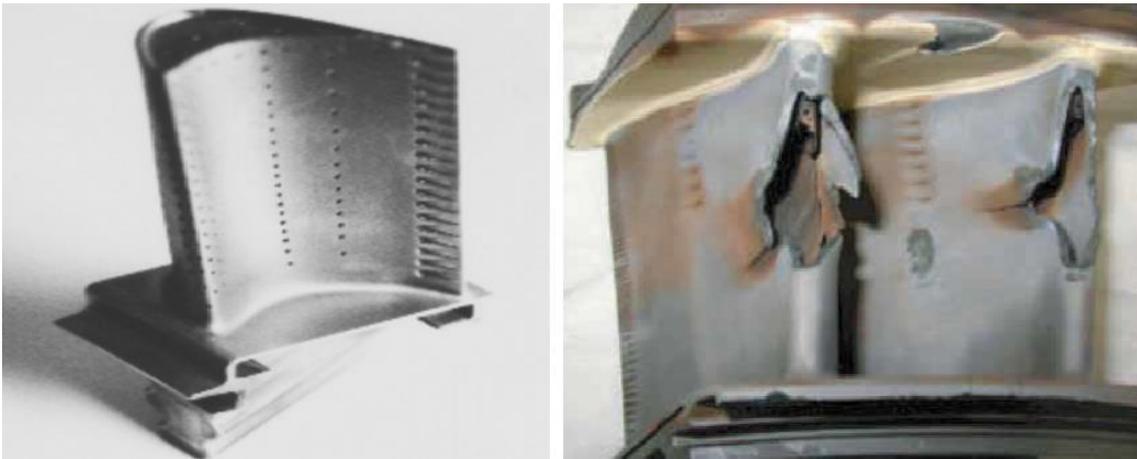


Figura 4. Orificios de refrigeración de un álabe de turbina (izquierda) y álabes de turbinas dañados como consecuencia del taponamiento de los oricios de refrigeración.

Este fenómeno es más acusado cuanto mayor sea la temperatura máxima con la que trabaja el ciclo. Por esta razón, dentro de las turbinas fabricadas por General Electric, es un factor muy relevante sobre todo en las que pertenecen a las clases F y H [2].

## **2.3 Fundamentos teóricos de filtración del aire.**

### **2.3.1 Principales mecanismos de filtración.**

Los filtros que componen el sistema de filtrado utilizan diferentes mecanismos para atrapar las partículas. Cada uno de los filtros usa varios de estos mecanismos trabajando al mismo tiempo. Los principales mecanismos son:

- **Impacto inercial** (*inertial impaction*): este mecanismo es útil cuando el diámetro de la partícula sea superior a una micra [1,3]. Cuando la corriente de aire que arrastra la partícula rodea una fibra del filtro, la inercia que lleva la partícula le impide seguir la trayectoria de la corriente y le obliga a continuar en la misma dirección que traía. De esta forma, la partícula queda atrapada en la fibra del filtro. A medida que aumenta el tamaño de la partícula y la velocidad de la corriente, la eficiencia de captación aumenta.

- **Difusión:** este mecanismo es efectivo siempre y cuando el diámetro de la partícula sea inferior a 0,2 micras [3]. Cuando las partículas son tan pequeñas, se comportan como las moléculas de un gas, y por tanto van oscilando aleatoriamente a medida que avanzan con la corriente de aire hasta que son atrapadas. Cuanto menor sea el diámetro de la partícula y menor sea la velocidad de la corriente de aire, mayor será la probabilidad de capturar la partícula.
- **Interceptación:** dicho mecanismo resulta interesante cuando el diámetro de la partícula no es lo bastante grande para abandonar la corriente por las fuerzas de inercia (impacto inercial) y a su vez no es suficientemente pequeño para quedar atrapado mediante difusión [1]. Este mecanismo es útil cuando el diámetro de la partícula es superior a 0,3 micras [3]. Además la eficiencia de captación es directamente proporcional al tamaño de la partícula. No obstante, la eficiencia de captación no depende de la velocidad de la corriente.
- **Tamizado (*straining*):** este mecanismo de filtración aparece cuando el tamaño de la partícula es inferior al hueco libre que hay entre las fibras. Dicho mecanismo actúa para partículas cuyo diámetro sea superior a una micra [3]. Mientras mayor sea el tamaño la partícula, más probabilidad hay de que sea atrapada. Por otro lado, la eficiencia de captación no depende de la velocidad de la corriente de aire.
- **Carga electroestática (*electrostatic charge*):** este mecanismo es efectivo con partículas cuyo diámetro está comprendido entre 0,01 y 1 micra [1]. Durante la construcción del filtro, éste adquiere una carga eléctrica. Una vez que se instala y se pone en funcionamiento, las partículas van taponando las superficies cargadas, por lo que la carga del filtro disminuye, y de esta forma disminuye la eficiencia de captación. Sin embargo, a medida que aumenta el número de partículas atrapadas aumenta la eficiencia. Por lo tanto, se podría pensar que este efecto podría compensar la pérdida de carga eléctrica. El resultado es que la carga eléctrica desaparece mucho antes de que haya suficientes partículas para que aumente la eficiencia. Por esta razón, a la hora de seleccionar un filtro [3], siempre se hace teniendo en cuenta la eficiencia cuando el filtro no está cargado eléctricamente (así se está del lado de la seguridad).

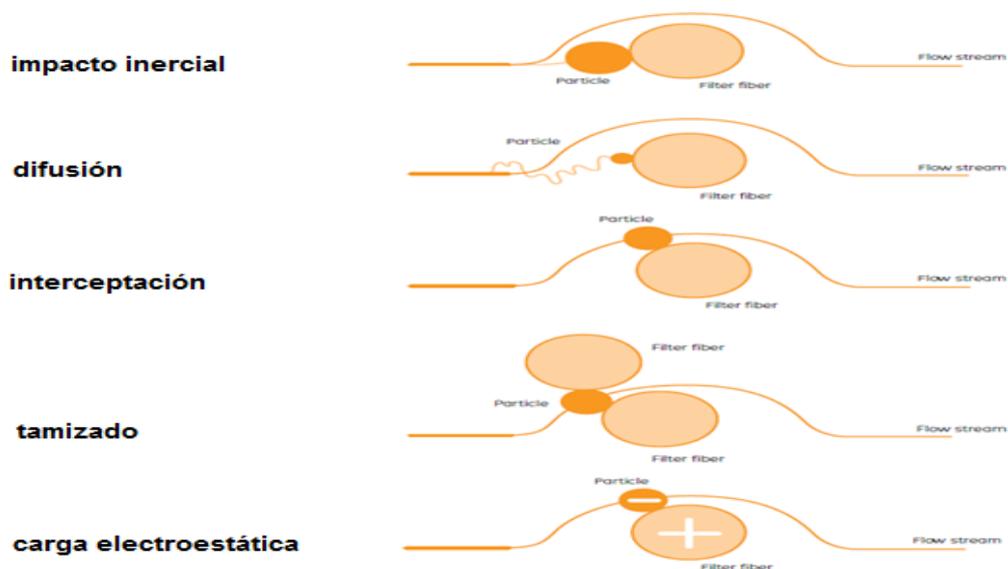


Figura 5. Mecanismos de filtración de partículas [3].

Como se puede apreciar en las figuras 6 y 7, para el rango comprendido entre 0,2 y 0,3 micras, la eficiencia de captación presenta un mínimo. Esto se debe a que en este intervalo las partículas son demasiado pequeñas para ser atrapadas mediante interceptación, y a que son demasiado grandes para ser atrapadas eficazmente mediante difusión.

	Tamaño de la partícula	Velocidad de la corriente	Eficiencia
<b>Impacto inercial</b>	> 1,0	alta	aumenta con el diámetro de la partícula
<b>Difusión</b>	< 0,2	baja	disminuye con el diámetro de la partícula
<b>Intercepción</b>	> 0,3	no influye	aumenta con el diámetro de la partícula
<b>Tamizado</b>	> 1,0	no influye	aumenta con el diámetro de la partícula

Figura 6. Comparativa entre los diferentes mecanismos de filtración. Fuente: elaboración propia.

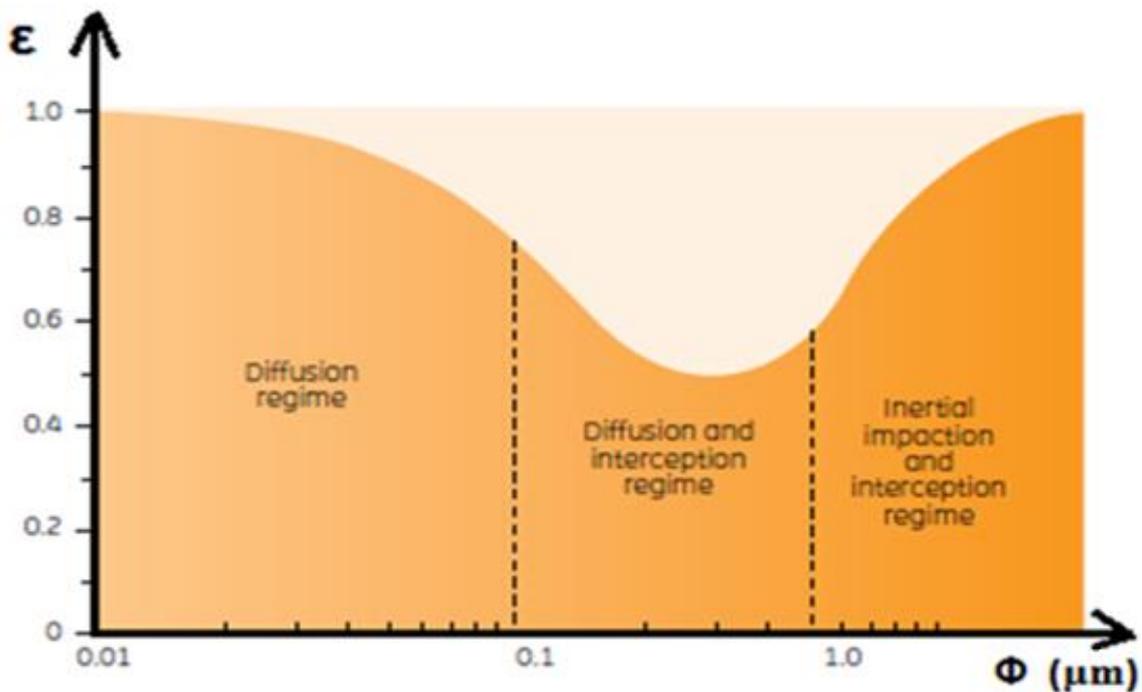


Figura 7. Eficiencia de captación en función del diámetro de la partícula [3].

### 2.3.2 Normativa referente a los sistemas de filtración.

La calidad de un filtro es un término muy abierto. Por ello, tanto a fabricantes como consumidores les interesa definir un sistema uniforme que permita determinar y comparar la calidad y prestaciones de dicho filtro. Aquí es donde entra en juego el término de eficiencia. Se puede definir la eficiencia como el cociente entre el número de partículas que son atrapadas en el filtro y el número de partículas totales que llegaron

en la corriente de aire. Sin embargo, eficiencia también se puede definir como la masa de las partículas retenidas entre la masa de partículas totales que había en la corriente de aire. De la misma forma que para el número de partículas o la masa, la eficiencia también se puede expresar en términos de volumen o área. De esta forma, se puede expresar matemáticamente la eficiencia como,

$$\varepsilon (\%) = \frac{W_{entrada} - W_{salida}}{W_{entrada}} * 100 = \frac{W_{atrapada}}{W_{entrada}} * 100 \quad (1)$$

En donde W es igual a la masa, volumen, área o número de partículas. Además, la eficiencia también es una función de la velocidad con la que la corriente de aire atraviese el filtro. Por otra parte, la eficiencia de un filtro no es constante en el tiempo. A medida que pasa el tiempo, la eficiencia aumenta. Este hecho se debe a que mientras más sucio está el filtro, más difícil les resulta a las partículas atravesarlo. Se podría pensar entonces que no interesa limpiar o reemplazar el filtro porque se perdería capacidad de filtración. Sin embargo, cuando aumenta el grado de carga de un filtro, es decir, el número de partículas atrapadas, aumenta también la pérdida de carga en el sistema de filtrado. Por tanto, se puede decir que la eficiencia inicial es inferior a la eficiencia media de un filtro. No obstante, dicha pérdida de carga, reducirá la potencia y el rendimiento de la turbina. Por tanto, habrá que llegar a una solución de compromiso a la hora de establecer en que momento los filtros deben de ser limpiados/reemplazados. La pérdida de carga correspondiente al sistema de filtrado está comprendida en un rango entre 500 y 1500 Pa [10] Además, la eficiencia también depende del tamaño de la partícula. Para explicar esta conclusión, se expone el siguiente ejemplo. Un filtro que tenga una eficiencia de captación del 50 % para partículas menores a 2 micras, tendrá una eficiencia mayor (por ejemplo, del 90 %) para partículas mayores a 5 micras (por ejemplo, del 90 %).

En resumen, y en base a las conclusiones a las que se han llegado anteriormente, se puede decir que las prestaciones de un filtro se miden mediante un parámetro denominado eficiencia, y que este parámetro depende de diferentes variables. Dicho de otra forma,

$$\varepsilon = \varepsilon (\text{tamaño partícula, grado de carga del filtro, velocidad, pérdida de carga ....})$$

Por tanto, cuando un fabricante habla de la eficiencia de un filtro, tiene que hacer referencia a todas estas variables. Con el objetivo de homogenizar el método con el que se define la eficiencia de un filtro, se desarrolla de forma paralela, tanto en Europa como en América, la normativa correspondiente. De esta manera, en Europa se establece las normas EN 779 y EN 1882, mientras que en América se establece la norma ASHRAE standard 52.2. Se explicarán, grosso modo, las más importantes analogías y diferencias entre ellas:

- **La norma EN 779:** clasifica los filtros en dos grupos llamados filtros para polvos finos (*fine filters*) y filtros para polvos gruesos (*coarse filters*). A su vez, define los filtros para polvos gruesos en 4 subgrupos (G1, G2, G3, G4). De la misma forma, los filtros para polvos finos se dividen en 5 subgrupos (F5, F6, F7, F8, F9). La eficiencia se calcula para diferentes tamaños de partículas (0,12 μm, 0,3 μm, 0,4 μm....) y para cuatro valores diferentes de velocidad. Finalmente, la eficiencia para cada tamaño se calcula como el promedio de la eficiencia a las cuatro

velocidades diferentes. Para los filtros de la clase G se establece la eficiencia como el cociente entre masa atrapada dividida por masa total (*weight efficiency*), mientras que para los filtros de la clase F, la eficiencia se define como número de partículas atrapadas entre número total de partículas (*particle count efficiency*).

- **La norma EN 1822:** clasifica los filtros en tres grupos; EPA (*Efficient Particulate Air filters*), HEPA (*High Efficiency Particulate Air filter*) y ULPA (*Ultra Low Particulate Air filter*). A su vez cada uno de estos grupos se divide en tres subgrupos. Por ejemplo, el grupo EPA se divide en (E10, E11, E12). A diferencia con la norma EN 779, la eficiencia no se da para diferentes tamaños de partículas, si no que se da para un tamaño de partícula concreto. El tamaño en cuestión es aquel tamaño para el que la eficiencia es menor (*Most Penetrating Particle Size efficiency* o MPPS). Dicho tamaño, como se explicó anteriormente (apartado 2.3.1) suele estar comprendido entre 0,1 y 0,3 micras aproximadamente. Al igual que establece la Norma EN 779 para los filtros que pertenecen a la clase F, la eficiencia que se mide en esta norma es la que está basada en el número de partículas capturadas entre las totales (*particle count efficiency*). En la práctica [3], sólo los filtros pertenecientes a la clase EPA se utilizan como último sistema de filtrado en turbinas de gas. Los filtros pertenecientes a las clases HEPA y ULPA quedan reservados para otros tipos de aplicaciones. Además, esta norma no se solapa con la norma EN 779, si no que constituye su ampliación.

Norma europea			Tamaño de partícula								Norma americana	
			0,12µm	0,3µm	0,4µm	0,5µm	1µm	3µm	5µm	10µm		
EN779:2012	Filtros polvo grueso	G1	-	-	-	-	-	0-5	5-15	40-50	1	ASHRAE standard 52.2:2007
		G2	-	-	-	-	0-5	5-15	15-35	50-70	2-3-4	
		G3	-	-	-	0-5	5-15	15-35	35-70	70-85	5-6	
		G4	-	0-5	0-7	5-15	15-35	30-55	60-90	85-98	7-8	
	Filtros polvo fino	F5	0-10	5-15	10-20	15-30	30-50	70-90	90-99	>98	9-10	
		F6	5-15	10-25	20-35	20-40	50-65	85-95	95-99	>99	11-12	
		F7	25-35	45-60	50-70	60-75	85-95	>98	>99	>99	13	
		F8	35-45	65-75	70-80	80-90	95-98	>99	>99	>99	14	
		F9	45-60	75-85	80-90	90-95	>98	>99	>99	>99	15	
EN1822:2011	EPA	E10		>85							16	
		E11		<95							17	
		E12		<99,5							18	
	HEPA	H13		<99,99							19	
		H14		<99,999							20	
	ULPA	U15	>99,9999									
		U16	>99,99999									
U17		>99,999999										

Figura 8. Clasificación de los filtros según su eficiencia, norma europea.

- La norma ASHRAE standard 52.2 divide los filtros en 20 categorías. A cada una de estas categorías le corresponde un número del 1 al 20. Mientras mayor es el número, mayor es la eficiencia. La eficiencia que mide está basada en el cociente entre la masa retenida y la masa total (*weight efficiency*). Además la eficiencia que se mide es la eficiencia mínima (*Minimum Efficiency Reporting Value* o MERV). Sin embargo, a diferencia de la normativa europea, no se calcula la eficiencia para tamaños concretos de partículas diferentes, si no que se calcula la eficiencia para diferentes rangos de tamaños. De esta forma se establecen tres rangos de tamaños. El primero de ellos comprende partículas cuyo diámetro está comprendido entre 0,3 y una micra, el segundo entre una y tres micras, y el tercero entre tres y diez micras. A modo de ejemplo, un filtro que pertenezca a la categoría 10, será capaz de atrapar entre el 50 y el 65 % de partículas cuyo tamaño se encuentra comprendido entre una y tres micras, y a su vez, será capaz de retener más del 85 % de las partículas cuyo diámetro esté comprendido entre tres y diez micras. En la figura 9 se expone dicha norma, así como su equivalencia con la europea.

norma americana		tamaño de partícula (µm)			norma europea	
		0.3 – 1	1 – 3	3 – 10		
		ASHRAE standard 52.2:2007	1	-		
2	-		-	< 20	G2	
3	-		-	< 20		
4	-		-	< 20	G3	
5	-		-	20 - 35		
6	-		-	35 - 50		
7	-		-	50 - 70	G4	
8	-		-	> 70		
9	-		< 50	> 85	F5	
10	-		50 -65	> 85		
11	-		65 - 80	> 85	F6	
12	-		> 80	> 90		
13	< 75		> 90	> 90	F7	
14	75 - 85		> 90	> 90	F8	
15	85 - 95		> 90	> 90	F9	
16	> 95		> 95	> 95	E10	EN 1822:2011

Figura 9. Clasificación de los filtros según su eficiencia, norma americana.

## 2.4 Clasificación de los elementos que constituyen el sistema de filtración de una turbina de gas.

El sistema de filtración de una turbina de gas no está compuesto únicamente por un solo elemento, sino que está constituido por varios de ellos que se disponen en una configuración en serie. Por tanto, el aire pasa por cada uno ellos antes de llegar al compresor. En este apartado se hablará de las características generales de cada uno

de ellos. De esta forma se enumerarán siguiendo el orden secuencial habitual con el que el aire los atraviesa (desde aguas arriba o el exterior hasta aguas abajo o el conducto de entrada al compresor).

#### **2.4.1 Cubiertas exteriores (*weather hoods*).**

Estos elementos son los primeros que se encuentra el aire a medida que atraviesa el sistema de filtración. Por ese motivo, son reconocibles a simple vista en la gran mayoría de las ocasiones. Están construidas de aluminio, acero inoxidable o acero al carbono, y se suelen fabricar por separado cada una de las cubiertas para facilitar su instalación y desmantelamiento [2]. Su estructura obliga a la corriente de aire a seguir una trayectoria determinada. De esta manera, se reduce el número de partículas sólidas y líquidas que arrastra el aire. Es conveniente que la velocidad con la que el aire entra en estas cubiertas no sea muy elevada para, de esta forma, reducir la entrada de agua de lluvia o de nieve. Para mitigar la penetración de agua de lluvia, la velocidad a la que entra el aire en las cubiertas exteriores no debe ser superior a 3,3 m/s, mientras que si quiere reducir la penetración de nieve en el aire de admisión, la velocidad del aire cuando atraviesa la cubierta exterior no debe exceder los 1,3 m/s [11].



*Figura 10. Cubiertas exteriores. Cortesía de Chenglin Technology Co.*

#### **2.4.2 Rejillas exteriores (*weather louvers*).**

Este elemento de filtración se sitúa siempre a continuación de las cubiertas exteriores. Junto con las cubiertas exteriores, están presentes en la mayoría de los sistemas de filtración de turbinas de gas [2]. En la figura 11 se puede ver su aspecto real.



Figura 11. Rejillas exteriores. Cortesía de Munters Co (izquierda) y de Veotec Co (derecha).

### 2.4.3 Pantallas de retención.

Estos elementos, debido a su bajo coste, a su fácil instalación, y a su prácticamente insignificante pérdida de carga, se utilizan en los sistemas de filtración de la mayoría de las turbinas [11]. Por otro lado, en función del tipo de objeto que se quiera retener, las pantallas de retención se pueden dividir en:

- Pantallas de retención de insectos (*insect screens*).
- Pantallas de retención de pájaros (*bird screens*).
- Pantallas de retención de basura (*trash screens*): se emplean para retirar objetos como pudieran ser papeles, cartones, o bolsas.

A veces, la misma pantalla, puede servir para retener varios de los tipos de objetos de los que se han expuesto anteriormente de forma simultánea. Cuando esto sucede, a la pantalla se le suele denotar generalmente como pantalla de retención de basura (*trash screens*). Estos elementos están constituidos mediante una especie de red o malla. El material de los alambres que componen la malla suele ser, o bien acero galvanizado, o bien acero inoxidable [2]. Además, se suelen ubicar entre las rejillas exteriores y los separadores inerciales o los pre-filtros (en caso de no haber separadores inerciales).

### 2.4.4 Filtro coalescente de humedad (*coalescer separator*).

El objetivo de dicho elemento es el de eliminar las partículas de agua líquida que arrastra la corriente de agua [2]. Suelen estar construidos con fibra de vidrio. Su grosor es de unos setenta milímetros aproximadamente. La pérdida de carga se sitúa en torno a los 250 Pa [13]. La posible implantación de los filtros coalescentes de humedad en el sistema de filtración de una turbina de gas depende fundamentalmente de la climatología de cada ubicación particular. Para retener el agua, se pone en contacto a la corriente de agua con una superficie filtrante. El objetivo de dicha superficie es capturar las gotas de agua más pequeñas. De esta forma, las gotas de menor tamaño se van uniendo en otras de mayor tamaño. Dicho fenómeno se refleja en la siguiente gráfica de la figura 12 [1].

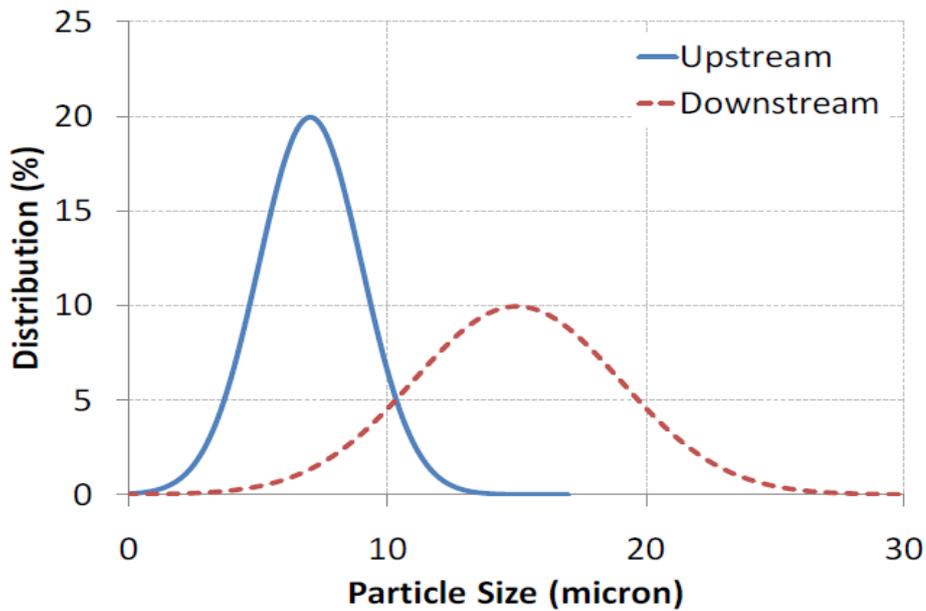


Figura 12. Distribución de partículas a su paso por el filtro coalescente.

A continuación, estas gotas de mayor tamaño, o bien son eliminadas (mediante un sistema de drenaje), o bien son arrastradas en la corriente de aire [11]. De esta manera, una vez que la corriente de aire atraviesa el filtro coalescente, el tamaño de las gotas se hace más grande, con lo que se hace más fácil la posterior eliminación del agua. La ubicación de estos elementos dentro del sistema de filtración no se determina arbitrariamente. Se suelen colocar siempre antes de los separadores inerciales. Esto es así porque el buen funcionamiento de los pre-filtros y los filtros de alta eficiencia depende de que la corriente de aire no arrastre gotas de agua, que deben ser eliminadas previamente en los filtros coalescentes en combinación con los separadores inerciales.



Figura 13. Filtro coalescente de humedad [13].

## 2.4.5 Separadores inerciales.

Este tipo de filtro se usa para atrapar las partículas que se encuentran en estado sólido o líquido y son arrastradas con la corriente de aire. Para ello, estos filtros se aprovechan de cómo las fuerzas de inercia actúan de forma interdependiente para cada fase (gas, sólida o líquida). De esta forma, las partículas en fase sólida y líquida (normalmente en forma de agua) son atrapadas a medida que van atravesando dicho filtro.

Hay muchos tipos de separadores inerciales. Sin embargo, dentro del ámbito de las turbinas de gas, sólo se utilizan dos tipos [12]. Dichos tipos son:

- **Separadores inerciales de rejilla** (*vane inertial separators*): este tipo de filtros utiliza una especie de cavidades o depósitos donde las partículas de agua son retenidas a medida que la corriente de aire está atravesando el filtro. La forma de dichos depósitos o cavidades está diseñada para evitar que el agua atrapada pueda volver a reincorporarse a la corriente de aire. La pérdida de carga que experimenta el flujo de aire está comprendida entre 25 y 125 Pa [11]. Este tipo de filtros suele estar fabricado en aluminio, acero inoxidable o PVC, debido a la resistencia de dichos materiales frente a la corrosión. A su vez, atendiendo a su estructura, se pueden clasificar a los separadores como separadores de rejilla simple (*single pocket vane*) o de rejilla doble (*double pocket vane*). Los de rejilla simple son efectivos para partículas cuyo diámetro es superior a diez micras. Mientras que los de rejilla doble también son efectivos para partículas cuyos diámetros están comprendidos entre cinco y diez micras. En la figura 14 [11], se puede ver la configuración que presentan ambos tipos.

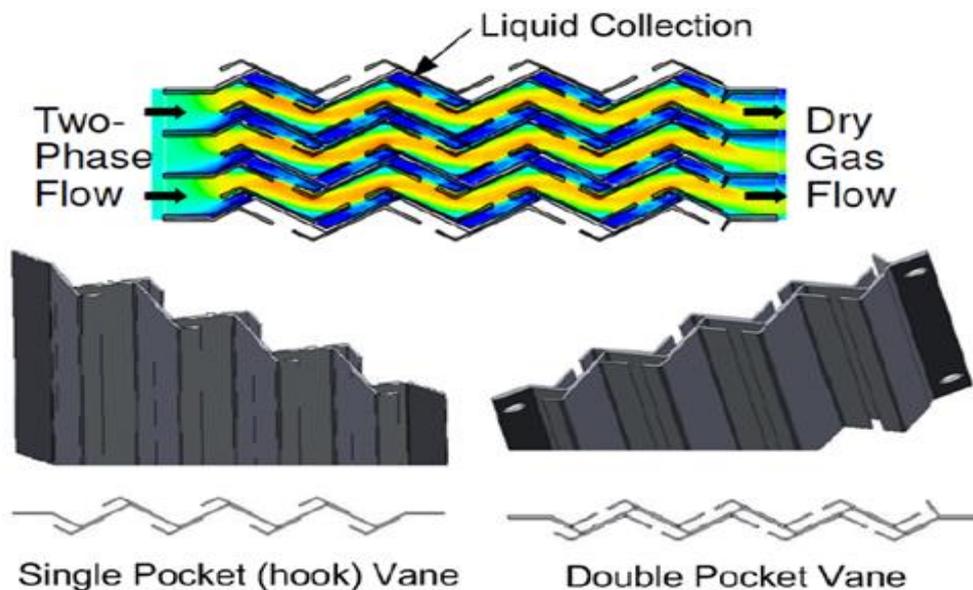


Figura 14. Separadores inerciales de rejilla.

- **Separadores ciclónicos**: utilizan unas series de álabes giratorios que modifican la dirección del fluido. De esta forma, la trayectoria de la corriente de aire se hace helicoidal. Así, las partículas sólidas y líquidas se ven arrastradas hacia la periferia, mientras que la corriente de aire se mantiene en el centro. Finalmente, ambas corrientes se separan. La velocidad con la que circula la corriente de aire en los separadores ciclónicos es mayor que en los separadores de rejilla. Por

esta razón, la pérdida de carga en los separadores ciclónicos es mayor que en los separadores inerciales de rejilla, y suele estar comprendida entre 250 y 375 Pa [11]. Por la misma razón (mayor pérdida de carga), presentan una efectividad mayor. De forma aproximada, se podría decir que presentan una efectividad superior al 99% para partículas cuyos diámetros sean mayor a diez micras [11]. No obstante, requieren más área frontal que los separadores de rejilla para tratar el mismo caudal de aire, por lo que son más voluminosos [12].

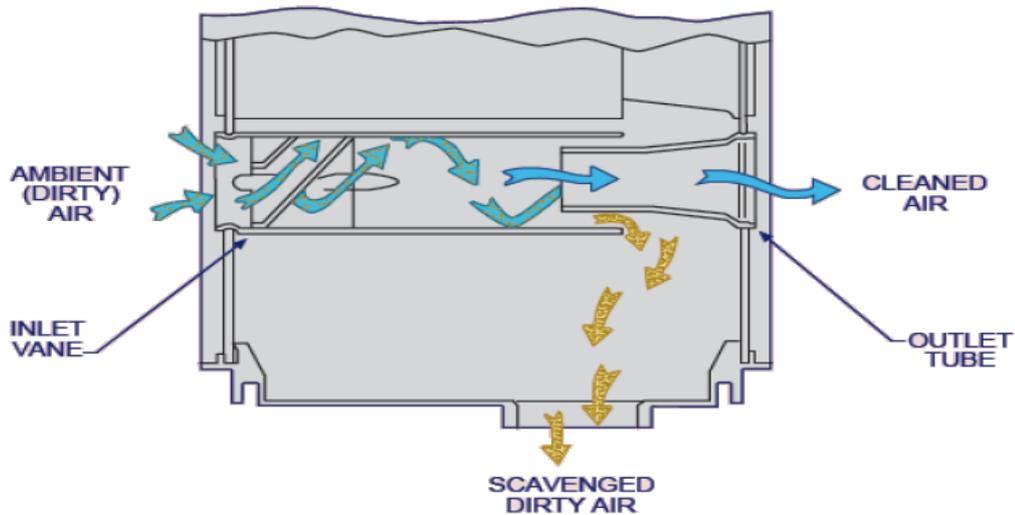


Figura 15. Separadores inerciales ciclónicos [11].

Generalmente, los separadores inerciales se usan en la mayoría de las turbinas de gas. Se suelen ubicar justo antes de los filtros de alta eficiencia (se explicarán más adelante). De esta forma, se consigue alargar la vida útil o el tiempo entre revisiones de los filtros de alta eficiencia. En la figura 16 se puede observar de forma aproximada la eficiencia de cada uno de estos sistemas actuando de forma independiente y en función del diámetro de la partícula.

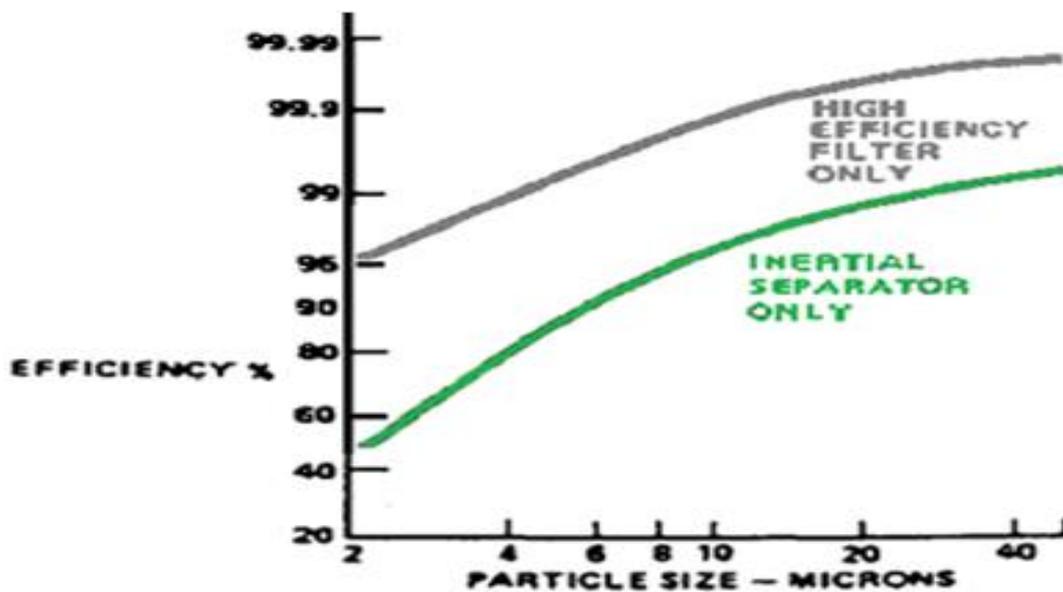


Figura 16. Eficiencia en función del radio para separadores inerciales [12].

## 2.4.6 Pre-filtros.

Se caracterizan porque se sitúan siempre aguas arriba de los filtros de alta eficiencia. Para ciertos emplazamientos son parte indispensable del sistema de filtración. Esto se debe a que, si no se introdujeran, los filtros de alta eficiencia se cargarían de suciedad muy rápidamente, por lo que habría que estar continuamente descargándolos (bien mediante una limpieza, o bien mediante una sustitución). Por tanto, los pre-filtros alargan la vida útil de los filtros de alta eficiencia. Aproximadamente [2,12], los pre-filtros se sustituyen entre tres y siete veces en el mismo tiempo que los filtros de alta eficiencia se sustituyen una vez.

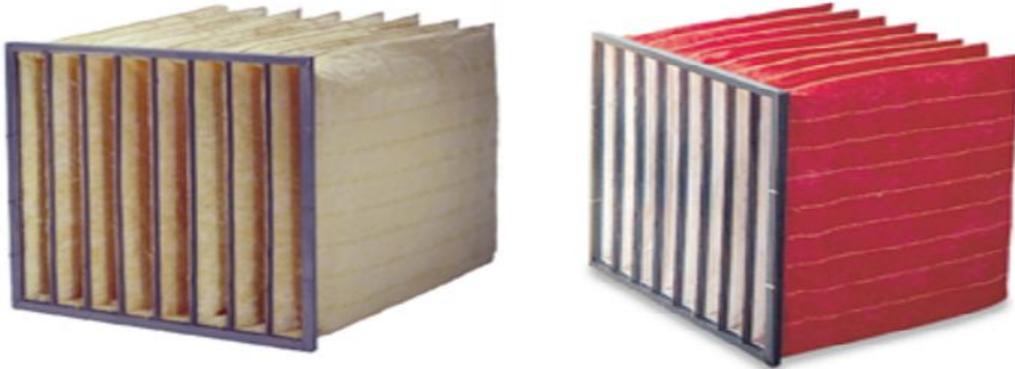


Figura 17. Pre-filtros. Cortesía de Camfil Farr.

Los pre-filtros capturan partículas sólidas cuyo tamaño es superior a diez micras. En algunos casos pueden capturar también partículas cuyo tamaño está comprendido entre dos y cinco micras [11]. Están constituidos por una serie de bolsas o *bag filters* (figura 17). Grosso modo, sus proporciones son iguales a las de un cubo de 60 centímetros. Es decir, tanto su altura, como su anchura, como su espesor suele ser de unos sesenta centímetros aproximadamente [13]. Por lo tanto los pre-filtros se colocan en una posición modular.

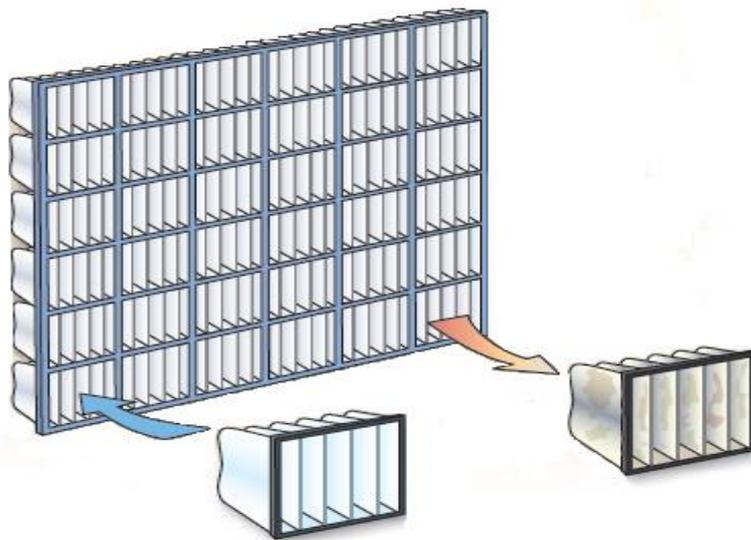


Figura 18. Colocación modular y sustitución de los pre-filtros. Cortesía de Volz Luftfilter GmbH & Co.

Su sustitución se realiza cuando la pérdida de carga aumenta hasta un valor determinado como resultado de la excesiva acumulación de partículas. El número de bolsas que componen cada uno de los pre-filtros suele estar comprendido entre 7 y 8 (figura 17). El caudal nominal que pasa por cada uno de estos elementos es un valor cercano a 3400 metros cúbicos por hora. El área de superficie filtrante que tiene cada módulo está comprendida entre 5,9 y 6,8 metros aproximadamente [13].

#### **2.4.7 Filtros de alta eficiencia.**

El objetivo de estos filtros es eliminar las partículas de menor tamaño que arrastra el aire. Estos filtros son clasificados normalmente en base a la norma ASHRAE 52.2 o en base a la norma EN 779:2002. La norma EN 1822 no se utiliza para definir la calidad de este tipo de filtros. Esto se debe a que ni siquiera los filtros que requieren un mayor grado de eficiencia en una turbina de gas necesitan un grado de filtración tan elevado como el recogido en dicha norma. En la figura 16, se puede ver de forma aproximada la eficiencia en función del tamaño de la partícula.

En función del material con el que estén fabricadas las fibras del medio filtrante se pueden clasificar los filtros de alta eficiencia de las turbinas de gas como [2]:

- Filtros de fibra sintética.
- Filtros de celulosa.
- Filtros mixtos: compuestos por una mezcla de fibra sintética y celulosa.

Por otra parte, en función de su forma, se pueden clasificar los filtros de alta eficiencia como:

- Filtros de forma rectangular.
- Filtros de forma cilíndrica o de cartucho (*cylindrical or cartridge filters*).
- Filtros con forma de bolsa (*bag filters*).

Los filtros con forma rectangular y de cartucho son los más usados [12]. Los filtros con forma de bolsa son más utilizados en los pre-filtros (como se vio anteriormente). A su vez, en función de cómo los filtros de alta eficiencia almacenen las partículas que van reteniendo, se pueden clasificar como:

- Carga en interior (*depth loading*): las partículas que son capturadas se almacenan dentro del propio material filtrante.
- Carga en superficie (*surface loading*): las partículas capturadas no quedan retenidas en el material filtrante, si no que quedan retenidas en la superficie exterior de éste.

Los filtros de forma rectangular, al igual de los que tienen forma de bolsa, retienen las partículas capturadas en el propio seno del material filtrante (*depth loading*). Ambos

filtros, una vez que alcanzan un determinado grado de carga (es decir, cierta cantidad de partículas retenidas), deben ser reemplazados por otros nuevos.

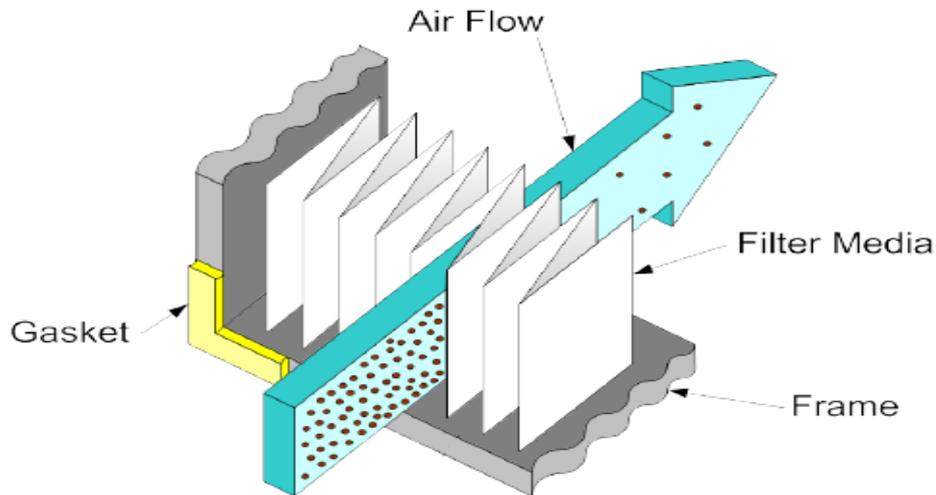


Figura 19. Esquema del interior de un filtro rectangular de alta eficiencia [11].

Como se puede apreciar en la figura 19, están constituidos por una serie de fibras plegadas las unas con las otras. Estos filtros, son mucho más sensibles a las fugas que los filtros de cartucho. La pérdida de carga inicial (recién instalados) para ambos filtros suele ser de 250 Pa aproximadamente. Sin embargo, la pérdida de carga final (justo antes de ser limpiados o sustituidos) en filtros de cartucho es de 1000 Pa, mientras que es de 625 Pa para los de forma rectangular [12]. En la figura 20, se puede ver la apariencia física de un filtro rectangular.

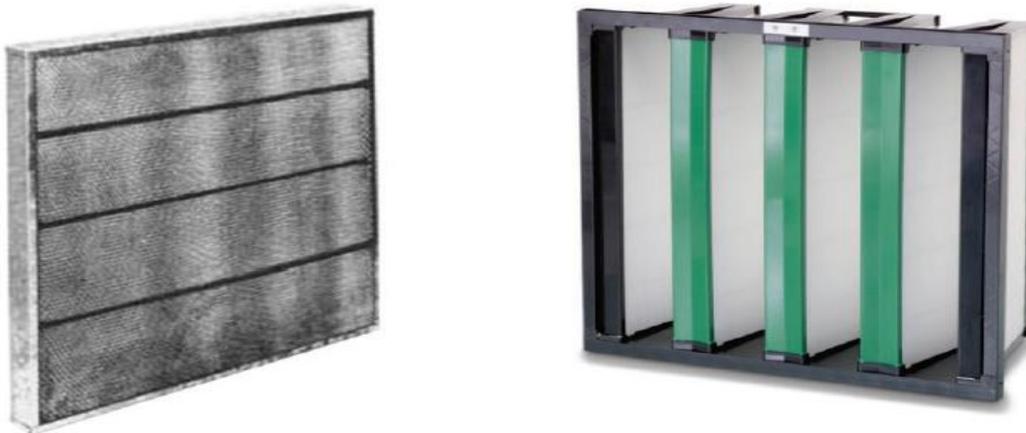


Figura 20. Filtro rectangular de alta eficiencia [14].

La capacidad de almacenar las partículas que han sido atrapadas (*dust holding capacity*) que tiene cada tipo de filtro de alta eficiencia es un parámetro difícil de definir porque depende de la distribución de tamaños de las partículas que entran con el aire. De esta manera, para la misma pérdida de presión, un filtro puede retener más masa de partículas mientras mayor sea el tamaño de dichas partículas. Dicho en otras palabras, un filtro se cargará más rápidamente con partículas de pequeño tamaño que con la misma masa de partículas de un tamaño mayor. Los filtros de cartucho tienen una mayor capacidad de almacenamiento. A modo de ejemplo, mientras un filtro de cartucho es capaz de retener 2500 g de polvo fino del desierto de Arizona, un filtro rectangular sólo

puede retener una cantidad de polvo comprendida entre 400 y 700 g [12]. Dicho de otra forma, los filtros de cartucho pueden retener entre 4 y 6 veces más partículas que los filtros rectangulares. Otra ventaja que presentan los filtros de cartucho es que el sistema de sellado de fugas que presentan es más sencillo, y a la vez más estanco.

Los filtros de cartucho, al igual que los rectangulares, también están constituidos por una serie de hojas unidas entre sí. No obstante, y como se puede apreciar en la figura 21, estas hojas se distribuyen de forma radial:



Figura 21. Filtros de cartucho. Cortesía de Viledon Air Intake Systems.

Este tipo de filtros, puede almacenar las partículas capturadas en la superficie exterior del medio filtrante (*surface loading*) o almacenarlas en el mismo seno del medio filtrante (*depth loading*). Por otra parte, mientras que los segundos (*depth loading*) deben ser sustituidos cuando se han cargado completamente, los primeros (*surface loading*) pueden ser sustituidos o bien pueden presentar un sistema de autolimpieza (*self-cleaning systems*). En ambos tipos de filtros, el aire los atraviesa de forma radial. Por otro lado, los filtros de cartucho que presentan sistema de autolimpieza requieren una estructura más robusta. Dicha estructura está constituida por una red metálica que se instala tanto en el interior como en el exterior del cartucho.

Como anécdota histórica, el sistema de autolimpieza se desarrolló por primera vez a principio de los años setenta en Oriente Medio, ya que se necesitaban grandes periodos de tiempo para limpiar el sistema de filtrado (en los cuales tenía que estar parada la turbina) cada vez que se producía una tormenta de arena. El sistema de autolimpieza consiste en introducir un pulso de aire en el sentido contrario al que está circulando normalmente la corriente de aire, como se puede observar en la figura 22 [1]. Estos pulsos de aire se realizan cuando la pérdida de carga a través del filtro, que se mide en todo instante mediante el sistema de control, alcanza un valor determinado.

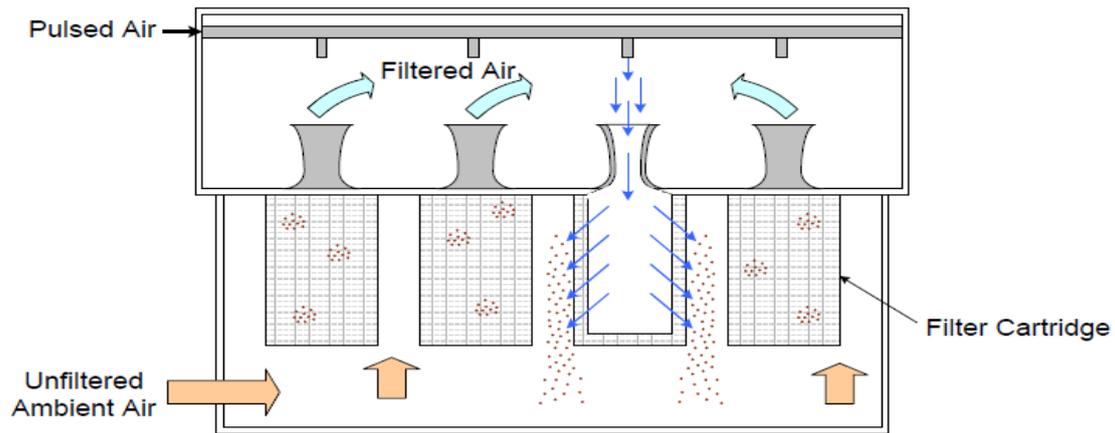


Figura 22. Esquema de un sistema de autolimpiado en filtros de cartucho.

La presión del aire utilizado para llevar a cabo los pulsos de aire está comprendida entre 5,5 y 7 bar. Este aire se toma normalmente mediante un bypass del mismo compresor que utiliza la turbina de gas, aunque también se podría tomar de un compresor auxiliar. La duración de los pulsos de aire está comprendida entre 100 y 200 ms [11]. El polvo que es sacudido de los cartuchos se recoge en una tolva. Una ventaja que presenta el sistema de auto limpiado frente al otro sistema de limpiado (es decir, la sustitución por otro equipo nuevo) es que no es necesario que la turbina tenga que parar mientras se lleva a cabo la limpieza [2]. Para ello, la limpieza de los cartuchos se hace de forma secuencial. Por consiguiente, aproximadamente sólo el 10 % de los cartuchos se limpian simultáneamente. Por lo tanto, siempre hay un flujo de aire neto que está llegando al compresor de la turbina de gas. Un ciclo de limpieza completo tiene una duración comprendida entre 20 y 30 minutos [12].

Cada vez que se acciona el sistema de auto limpiado, el filtro regresa a unas condiciones cercanas a las iniciales. No llega a la misma condición que tenía porque el filtro se va degradando con el tiempo debido a diversos factores como pueden ser los rayos ultravioletas, el calor, la vida útil de los materiales que constituyen el filtro.... Así, cada vez que el sistema de autolimpiado interviene, se reduce la pérdida de carga a través de los filtros de cartucho. Sin embargo, la pérdida de carga nunca se reduce al valor que tenía inicialmente. Esta conclusión se refleja en la figura 23 [11].

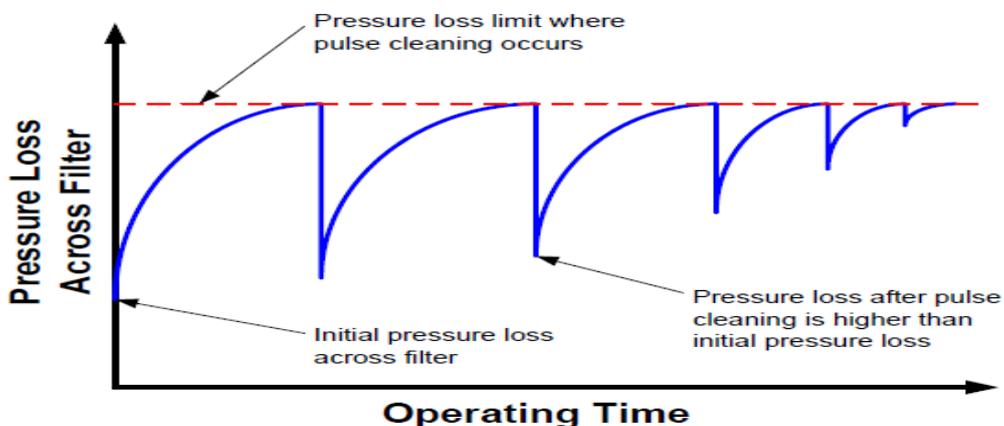


Figura 23. Variación de la pérdida de carga con el tiempo utilizando un sistema de autolimpiado.

Llegado un punto, después de un cierto número de auto limpiezas, los filtros autolimpiables también deben ser reemplazados por otros nuevos. La frecuencia con la que estos filtros deben ser reemplazados depende del material de cada filtro y de la concentración de polvo de cada ubicación, aunque aproximadamente está comprendida entre 1 y 2 años. Para el caso concreto de una turbina MS 7001 de General Electric, el tiempo que es necesario para sustituir completamente el sistema de filtrado de cartuchos autolimpiables se puede estimar en 100 horas-hombre [12].

Los cartuchos auto limpiables se caracterizan por trabajar con una velocidad baja. Esto se debe que si la velocidad de la corriente fuera alta, las partículas que son expulsadas mediante el pulso de aire de un cartucho podrían ser reintroducidas en la superficie de los cartuchos anexos. Además, la instalación de dicho sistema de filtrado podría no estar justificada si la concentración de partículas de pequeño tamaño es baja, ya que los sistemas de autolimpado son los que conllevan un mayor precio de compra e instalación. Por otro lado, los cartuchos auto limpiables presentan también la desventaja de que son sensibles a corrientes de aire que arrastren partículas viscosas o pegajosas como puede ser el caso del polen. Una vez que dichas partículas alcanzan la superficie del material filtrante, se adhieren a ella, y no pueden ser retiradas mediante pulsos de aire. Para evitar este problema, se suelen rodear los filtros con otra superficie con forma de manga o calcetín. Esta superficie se debe reponer con más frecuencia que los cartuchos, pero presenta la ventaja de ser mucho más barata.

## **2.5 Influencia de las condiciones climatológicas y geográficas en el sistema de filtración.**

En el aparatado anterior se describieron los diferentes elementos que componen el sistema de filtración de una turbina de gas. Sin embargo, no todos ellos están necesariamente presentes en el sistema de filtración de todas las turbinas de gas.

En este apartado, se estudiará cómo el clima de la ubicación en la que se instale una turbina, determinará, entre otros factores, que elementos constituirán el sistema de filtración. De esta forma, dicho sistema de una turbina ubicada en Siberia, cuyo clima es ártico, será diferente al de una turbina situada en Oriente Medio, cuyo clima es desértico. De la misma manera, para un tipo de clima dado, el entorno en que esté instalada la turbina también influirá en la elección del sistema de filtración adecuado. Es decir, el sistema de filtración de una turbina de gas que esté instalada en una zona industrial de Andalucía, será diferente al de una turbina situada en Andalucía que esté integrada dentro de una zona rural. Esta conclusión también será objeto de estudio en este apartado.

En conclusión, tanto el clima como el entorno que rodea a la turbina de gas determinan la elección del sistema de filtración adecuado. En este apartado, se abordará el estudio de la influencia de los climas que pueden resultar más agresivos, y de los entornos más comunes en los que una turbina puede estar integrada. Por último se establecerá un esquema con los sistemas de filtración típicos para las diferentes ubicaciones tratadas.

### 2.5.1 Clima desértico.

Se caracteriza por ser un clima caluroso y seco, por la escasez de vegetación, y por la presencia de fuertes vientos, tormentas de arena o polvo, e intensas lluvias esporádicas. El clima desértico está presente fundamentalmente en el Norte de África (desierto del Sahara), Oriente Medio, y algunas partes de Asia. A su vez, los desiertos se pueden clasificar en arenosos o pedregosos (figura 24). En ambos tipos, el principal contaminante que presenta el aire de admisión es el polvo. Este puede proceder, o bien de la arena (en desiertos arenosos), o bien del polvo que se genera cuando las piedras que constituyen el terreno son rotas como efecto del tránsito animal o humano (en desiertos pedregosos).

El tamaño de las partículas presentes en este tipo de clima puede oscilar entre 1 y 500 micras. Por otra parte, la concentración de partículas está comprendida entre 0,1 y 700 mg por metro cúbico [15]. Los valores más altos de ambos intervalos anteriormente expuestos se corresponden a momentos donde se está produciendo una tormenta de arena. Hay que tener en cuenta la cercanía de la ubicación de la planta de producción de potencia con zonas gobernadas por un clima desértico. Esto es debido a que los fuertes vientos pueden arrastrar las partículas a grandes distancias. A modo de ejemplo [11], los fuertes vientos que se producen en la zona noroeste de África (conocidos como viento Harmattan) pueden arrastrar partículas desde el desierto del Sahara hasta la isla de Cabo Verde.



*Figura 24. Desierto arenoso (izquierda) y pedregoso (derecha). Cortesía de <http://geomorfologiadefran.blogspot.com.es> y de <http://geomorfmarta.blogspot.com.es>*

Para evitar lo máximo posible la entrada de polvo a la turbina, se recomienda que la entrada a la turbina esté situada a una altura superior a 8 metros [15]. Las cubiertas exteriores son el primer elemento que constituye el sistema de filtración en las ubicaciones que presentan este tipo de clima. Debido a las tormentas que caracterizan este tipo de climas, se suelen utilizar filtros de alta eficiencia autolimpiables. De esta forma la producción de electricidad no se ve interrumpida como producto de la aparición de este tipo de fenómenos meteorológicos. De no utilizar filtros autolimpiables, los filtros de alta eficiencia se cargarían muy rápidamente, por lo que se reduciría el número de horas que puede estar funcionando la turbina. Además, se ha demostrado que aunque el coste de compra de los filtros autolimpiables es mayor, lleva asociados menor coste de operación y mantenimiento.

Sin embargo, si la ubicación de la turbina en cuestión, además de estar definida por un clima desértico, presenta grandes cantidades de humedad (por cercanía con la costa, por ejemplo), se tendría que tener en cuenta dicho aspecto a la hora de definir los elementos que constituyen el sistema de filtración. Esto se debe a que la humedad promueve que se forme una especie de pasta pegajosa sobre los filtros de cartucho autolimpiables que no puede ser eliminada correctamente con el sistema de autolimpado que tienen integrados los filtros (pulsos de aire). En estos casos, los filtros de alta eficiencia de cartuchos se sustituyen por filtros de alta eficiencia rectangulares (y por tanto no autolimpiables) en combinación con otro elemento de filtración, normalmente un separador coalescente o un separador inercial.

### **2.5.2 Clima tropical.**

Es el clima de las regiones que se sitúan entre los trópicos de Cáncer y Capricornio. En estas regiones, la temperatura media mensual es superior a los 18 °C para todos los meses del año. Este clima se caracteriza por la presencia de vientos monzónicos, las altas temperaturas, la elevada humedad, y por la presencia de plagas de insectos. De esta forma, los principales agentes contaminantes son el agua y los insectos. Si la turbina se instala cerca de la costa, también se deberá tener en cuenta la sal como posible contaminante. El polen podría suponer otro contaminante. No obstante, la introducción de polvo con la corriente de admisión de aire que toma la turbina, es un problema que no se plantea en este tipo de climas debido a la existencia de abundante vegetación. Por otro lado, el tamaño de las partículas presentes en este tipo de clima oscila entre 0,01 y 10 micras. Mientras que la concentración de dichas partículas se sitúa entre 0,01 y 0,25 mg por metro cúbico [15].

Durante la estación lluviosa, la presencia de fuertes vientos ocasiona un fenómeno meteorológico conocido como 'lluvia horizontal'. Debido a esto, la eficiencia de las cubiertas exteriores se reduce, y por lo tanto más agua en forma de lluvia penetra en el sistema de filtración del aire. Además de las cubiertas exteriores, el sistema de filtración estará constituido por separadores inerciales de rejilla, además de pre-filtros o filtros rectangulares de alta eficiencia o de la presencia de ambos. Por otro lado, la elevada humedad ambiental en combinación con las altas temperaturas, promueve la aparición de moho y humedad. Para evitar dicho problema, es necesario que los materiales que constituyen los diferentes elementos de filtración presenten una adecuada resistencia a la corrosión. De esta manera, el acero al carbono es el material más usado, aunque puede ser necesario la utilización de acero inoxidable si la presencia de sal es elevada [11].

Además, el sistema de filtrado estará constituido por un pantalla de retención de insectos. Las plagas de insectos pueden suponer una amenaza importante para una turbina de gas. Como ejemplo, en zonas tropicales de Asia y la India, la polilla *Hepralidae* puede llegar a alcanzar un tamaño de 15 centímetros, y de llegar a poner hasta 1200 huevos en una noche. Por otra parte, este tipo de insecto es atraído por las luces de la planta de producción de potencia. Sin embargo, no en todos los sistemas de filtración del aire en climas tropicales deben estar instaladas la pantallas protectores todo el año. En algunas ubicaciones, éstas sólo se instalan durante el periodo de cría del insecto [15]. Finalmente, la velocidad de paso del aire través de estas pantallas suele ser pequeña, aproximadamente 1,3 m/s, para evitar que los insectos sean succionados por la red, y para que puedan escapar [1].

### **2.5.3 Clima ártico.**

Se caracteriza por que la temperatura es inferior a cero grados durante la mayor parte del año, así como por la presencia de abundantes precipitaciones en forma de nieve o agua nieve. El mayor agente contaminante al que se enfrenta una turbina en un clima ártico es la deposición de hielo en el sistema de filtración y la posible penetración a la turbina. Por otra parte, es muy frecuente que instalaciones que presentan un clima ártico durante la mayor parte del año, tengan un verano más caluroso, y en el que haya problemas relacionados con las plagas de insectos [15]. La aparición del hielo se puede deber a dos fenómenos diferentes. Uno es que sea introducido directamente a medida que el aire exterior entra en la turbina de gas. El otro es cuando entra aire húmedo, que al atravesar el sistema de filtración disminuye su presión, y como consecuencia su temperatura, con lo se puede producir la formación de hielo.

Aunque las cubiertas protectoras se incluyen en la inmensa mayoría de los sistemas de filtración de todas las turbinas de gas, su instalación es todavía más relevante cuando dicha turbina se encuentre en un clima ártico. Además, en este tipo de climas requieren de un mayor tamaño. La velocidad del aire a través de ellas será de 1,3 m/s como máximo [15]. Seguidamente, el sistema de filtración incorporará una pantalla protectora de insectos. A continuación, se instalará un sistema anti-hielo (*anti-icing systems*). El sistema antihielo consiste en aumentar la temperatura del aire para evitar que se forme hielo que pueda llegar a entrar en la turbina. Los dos sistemas antihielo más usados consisten en sangrar aire del compresor (que ha sido comprimido y por tanto está más caliente) y utilizar los gases de escape de la turbina. Seguidamente, se suele incorporar un filtro autolimpiable de alta eficiencia. Este tipo de filtros son muy usados en este tipo de climas porque pueden retirar el hielo que se instala en los cartuchos mediante pulsos de aire, ayudando de esta forma al sistema anti-hielo. Además, si la concentración de partículas es elevada, habrá que colocar un filtro rectangular de alta eficiencia aguas abajo del filtro autolimpiable. Por último, si la presencia de humedad es alta, se habrá de incorporar un separador coalescente.

### **2.5.4 Zona rural.**

La estructura del sistema de filtración de una turbina de gas en un medio rural depende en gran medida del clima que predomine en la ubicación en cuestión. La concentración de partículas está comprendida entre 0,01 y 0,1 mg por metro cúbico. A su vez, el tamaño de dichas partículas, suele oscilar entre 0,01 y 3 micras [15]. Es importante discernir si la turbina está rodeada de un entorno forestal o de si está insertada dentro de un entorno agrícola. Si el entorno es agrícola, la presencia de contaminantes estará fuertemente influenciada por las diferentes estaciones del año. De esta forma, durante el periodo de arado y siembra, habrá contaminantes en forma de fertilizantes y pesticidas, mientras que en la época de siega o recolección la concentración en aire de partículas del propio cultivo en cuestión aumentarán. Por otra parte, si el entorno que rodea a la turbina es forestal, la concentración de contaminantes a los que se entrada la turbina es menor debido a la protección que proporciona el follaje de la vegetación circundante.

El sistema de filtración en zonas rurales suele estar compuesto por cubiertas protectoras, pre-filtros y filtros de alta eficiencia. Además, si la proliferación de insectos durante ciertas épocas del año es alta, el sistema de filtrado se complementa con una pantalla protectora. Normalmente, el filtro de alta eficiencia será autolimpiable si el

entorno que rodea la turbina es agrícola, mientras que será de forma rectangular si el entorno que engloba a la turbina es forestal. Por último, debido a que el ambiente no es muy agresivo desde el punto de vista de la corrosión, el material utilizado para la construcción de los elementos del sistema de filtrado suele ser acero al carbono.

### **2.5.5 Zona urbana.**

Al igual que sucede en la zona rural, el tipo de contaminantes presentes en el aire depende mucho del clima predominante en la región. Además, el tipo de contaminante que haya depende de la época del año. En general, la concentración de las partículas contaminantes se encuentra entre 0,03 y 10 mg por metro cúbico mientras que el tamaño de estas partículas está comprendido entre 0,01 y 10 micras [15]. Por otro lado, también se deberán considerar los aspectos relacionados con el ruido. Por otra parte, la presencia de humos procedentes del tráfico o de industrias cercanas constituye un serio contaminante. Si la ubicación está cerca del mar, el sistema de filtración tendría que contemplarlo, para de esta forma evitar la penetración de sal a la turbina. Si es un clima frío, se debería considerar la incorporación de un sistema anti-hielo (*anti-icing system*).

El sistema de filtrado estará constituido por varios elementos. La combinación de dichos elementos de filtración debe ser elegida en función de los contaminantes locales de la ciudad en cuestión. En general, el sistema de filtrado suele estar compuesto por cubiertas protectoras, pre-filtros y filtros de alta eficiencia. Estos últimos pueden ser rectangulares o de cartucho. Además ninguno de los tipos de filtros de alta eficiencia que utilizan las turbinas en zonas urbanas son autolimpiables. Esto se debe a la presencia de pegajosos aerosoles que impiden el correcto funcionamiento del sistema de autolimpieza [11]. Finalmente, la carcasa de los filtros está hecha por acero al carbono, y recubierta por una superficie protectora.

### **2.5.6 Zona industrial.**

Cuando la turbina de gas está integrada dentro de un entorno industrial, la mayor cantidad de contaminantes que pueden ser introducidos en la turbina proceden de las chimeneas de las industrias colindantes o cercanas. Así, los contaminantes pueden estar presentes en forma gaseosa, sólida, o de aerosol. El tamaño de las partículas sólidas suele ser inferior a una micra. Cuando los contaminantes se encuentran en fase sólida, no pueden ser retirados del aire mediante los medios de filtración mecánicos. Por otro lado, los aerosoles son difíciles de retener, con lo que conducen al ensuciamiento de los álabes del compresor. Atendiendo a la idiosincrasia de cada entorno industrial, el sistema de filtración puede tener que enfrentarse a contaminantes de diversa índole, como pueden ser las partículas emitidas por aserraderos, fundiciones, minas... Habría que prestar mayor atención cuando se trate de una industria petroquímica.

Al igual que la inmensa mayoría de casos, el sistema de filtración de una turbina ubicada en un entorno industrial, está precedido por las cubiertas protectoras. Además, debido al pequeño tamaño de las partículas en este tipo de ambientes, un sistema de filtrado de alta eficiencia es necesario. Este no suele ser autolimpiable, por las mismas razones que se expusieron para el caso de un entorno urbano. Por último, cuando se va a determinar los elementos que van a constituir el sistema de filtración, no sólo se tiene que tener en cuenta las instalaciones que hay instaladas hasta la fecha en el complejo

industrial en cuestión, sino que hay que considerar la posible implantación de nuevas industrias en el futuro.

### **2.5.7 Zona marina.**

Se caracteriza por la presencia de la sal como principal agente contaminante. La sal promueve la aparición de corrosión y ensuciamiento de los elementos que componen la turbina. La sal está presente en el ambiente en forma de aerosol. La fase en la que el aerosol de sal se presente es un parámetro que dependerá fundamentalmente de la humedad relativa del ambiente exterior. Así, el aerosol será seco si la humedad es inferior al 40 %, y será húmedo si la humedad es superior al 70%, y será una mezcla de ambos estados si la humedad se encuentra en el intervalo comprendido entre ambas cotas [16].

En función de la ubicación que tiene la turbina de gas, la zona marina se puede dividir en zonas costeras, zonas marinas de baja profundidad (definida en la bibliografía como *marine*), y zonas de ultramar (*offshore*). La zona costera se define como aquella que pertenece a tierra firme, pero que no está alejada más de 16 kilómetros de la línea de costa. La zona marina de baja profundidad está situada en el mar, pero en una distancia con la costa inferior a 30,5 metros. Finalmente, la zona de ultramar, está situada también en el mar, pero a una distancia de la costa mayor a 30,5 metros [16].

La zona costera es la que presenta menor cantidad de sal en el aire exterior. Sin embargo, es la que es más vulnerable a la posible aparición de los contaminantes característicos de ubicaciones situadas en tierra, como puede ser el polvo, hojas, insectos... La arena representa otro típico agente contaminante en las zonas costeras. Algunas de las instalaciones situadas en zonas costeras, utilizan agua de mar como refrigerante, por lo que la presencia de sal en el ambiente aumenta. En términos generales, la concentración de sal es un parámetro que es inversamente proporcional a la distancia del emplazamiento a la costa. Sin embargo, atendiendo a la velocidad y dirección del viento así como a la topografía de la zona, se puede dar el caso de que la concentración de sal de una zona costera sea más elevada a medida que la distancia a la costa aumente. El sistema de filtración suele estar compuesto por separadores inerciales de rejilla, pre-filtros, y filtros de eficiencia.

Cuando una turbina de gas está trabajando en la zona marina de baja profundidad, normalmente es porque la turbina está integrada en un barco. Esta situación se da cuando el viaje del navío se realiza bordeando la costa, o cuando el navío se encuentra anclado en un muelle. Además, el sistema de filtración deberá considerar las limitaciones de tamaño presentes en los navíos, por lo que se habrá de llegar a una solución de compromiso entre tamaño del sistema de filtrado y fiabilidad de la turbina. En las zonas marinas de baja profundidad, bajo ciertas condiciones de velocidad y dirección del viento, pueden aparecer los contaminantes típicos de ubicaciones instaladas en tierra. Si la altura de la entrada del aire de admisión es inferior a 15 metros, la cantidad de contaminantes que son absorbidos por la turbina depende de la orientación de ésta. La configuración más utilizada del sistema de filtración en este tipo de zonas es la compuesta por separador inercial de rejilla / separador coalescente/ separador inercial de rejilla [15].

Las turbinas de gas de ultramar (*offshore*) están instaladas fundamentalmente en plataformas petrolíferas. El principal contaminante es la sal, que llega al aire, entre otros factores, a causa del oleaje. Sin embargo, en las zonas de alta de mar, la concentración de sal en el aire es menor que en las zonas marinas de baja profundidad. Este hecho se debe a que las turbinas que están instaladas en plataformas petrolíferas, están instaladas a una altura mayor (del orden de unos 30 metros) que las turbinas que están instaladas en navíos. Sin embargo, los sistemas de filtración en turbinas instaladas en zonas de ultramar, deben hacer frente a contaminantes similares a los presentes en zonas industriales (apartado 2.5.6). Por otra parte, el sistema de filtrado de esta zonas suele incluir un separador coalescente, un separador inercial de rejilla, y un filtro de alta eficiencia. A veces será necesario introducir un pre-filtro. Por otro lado, debido a la presencia de agentes corrosivos, la carcasa de los filtros está fabricada con acero al carbono o aluminio.



*Figura 25. Turbinas de gas integradas en zonas de alta mar. Cortesía de Repsol (izquierda) y de [11] (derecha).*

### **2.5.8 Esquema comparativo.**

Finalmente, se puede decir que el sistema de filtración no se ceñirá exclusivamente a uno de los definidos en la clasificación anterior, si no que puede venir determinado por la combinación de las especificaciones de varios de ellos. De esta forma, si una turbina de gas es instalada en un barrio de la ciudad de Bogotá, el sistema de filtrado deberá tener en cuenta las especificaciones que se dieron tanto para clima tropical como las que se dieron para zona urbana. Por último, a modo de resumen, en la figura 26 se expone un diagrama simplificado con dos configuraciones típicas del sistema de filtrado para cada uno de los casos estudiados anteriormente.

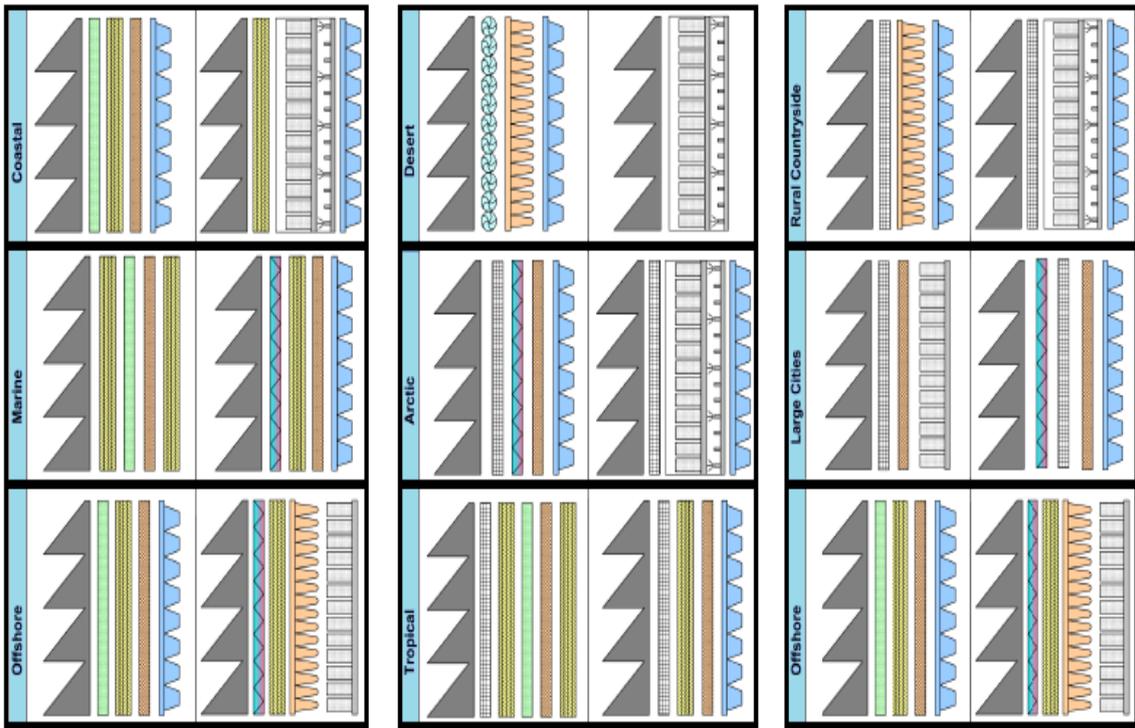
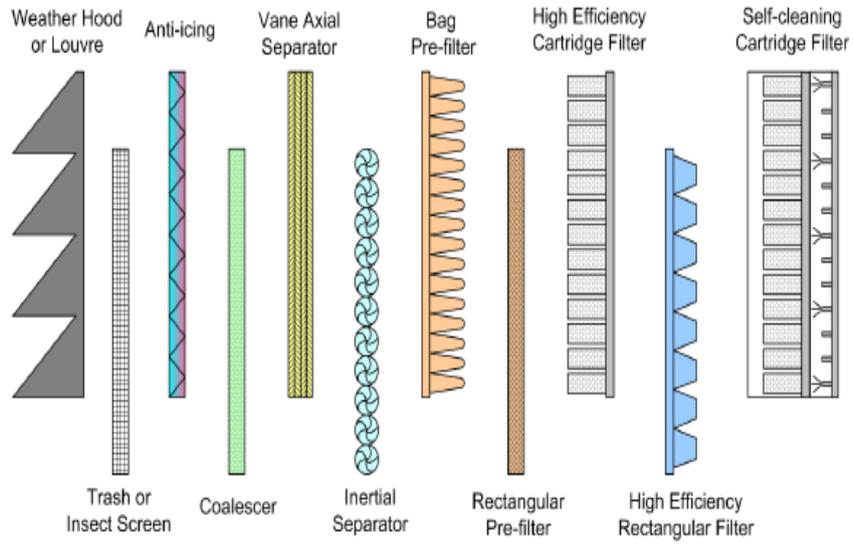


Figura 26. Sistemas de filtración típicos para diferentes entornos [11].

# 3 Fundamentos teóricos de la refrigeración del aire de admisión.

## 3.1 Variables a considerar en la refrigeración de aire.

Cuando se habla de las características del aire húmedo, normalmente se suele hablar de su humedad relativa y de su temperatura (temperatura de bulbo seco). Sin embargo, a partir de la humedad relativa y de la temperatura (temperatura de bulbo seco), no se puede conocer el resto de parámetros que caracterizan al aire húmedo (humedad absoluta, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de rocío, presión...). Esto se debe a que el aire húmedo es una mezcla constituida por dos componentes (aire seco y vapor de agua) y una sola fase (fase gaseosa). De esta forma, la regla de las fases de Gibbs establece el número de variables independientes que es necesario conocer para definir completamente el aire húmedo. Dicha regla se puede expresar como,

$$N_{var} = nC - nF + N \quad (2)$$

En donde  $nC$  es el número de componentes (igual a dos),  $nF$  el número de fases (igual a uno), y  $N$  el número de variables de estado del sistema (en este caso presión y temperatura). De esta manera, se tiene que el número de variables independientes necesarias es de tres. Es decir, conociendo tres parámetros del aire, el resto quedan definidos. Dado que la presión depende de la altitud del emplazamiento donde esté instalada la turbina, y dado que el emplazamiento de cada planta es conocido, la presión siempre será una variable que está fijada a priori, y que por lo tanto no se puede modificar. Dicho en otras palabras, cuando se fijen la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, estarán definidas completamente todas las variables que caracterizan al aire. Dado que la refrigeración es un proceso que trata el aire desde unas condiciones exteriores (ambiente) hasta la entrada a la primera corona de rotor del compresor, será necesario definir las propiedades del aire húmedo en estos dos puntos.

## 3.2 Influencia de la refrigeración del aire de admisión.

### **3.2.1 Influencia de la temperatura de admisión sobre el gasto másico.**

La temperatura del aire de admisión influye en el gasto másico de aire aspirado por el compresor a través de la densidad. A su vez, la potencia desarrollada por la turbina de gas es función del gasto másico de aire. La potencia que desarrolla una turbina de gas de ciclo simple no regenerativo se puede expresar de la siguiente forma,

$$\dot{W} = \dot{m}_a * W_e \quad (3)$$

En donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de aire que evoluciona a través del motor (medido normalmente en kg/s), y  $W_e$  el trabajo específico del mismo (medido normalmente en kJ/kg). Se puede observar (ecuación 3) que si aumenta el flujo másico de aire aumentará

la potencia que desarrolla la turbina. A su vez el flujo másico de aire se puede expresar como,

$$\dot{m}_a = \rho * \dot{v} \quad (4)$$

En donde  $\rho$  es la densidad ( $\text{kg/m}^3$ ) y  $\dot{v}$  el caudal volumétrico (medido en  $\text{m}^3/\text{s}$ ). Para un régimen de giro dado [5], es decir para una velocidad angular constante, el caudal volumétrico que atraviesa el motor es constante, por lo que para aumentar el gasto másico de aire (y con ello la potencia), será necesario aumentar la densidad. De lo anterior se deduce el interés que tiene la refrigeración del aire de admisión. Esto se debe a que cuando se reduce la temperatura del aire de admisión, la densidad del aire de entrada aumenta, y de esta forma aumenta el flujo másico de aire, y con ello, también la potencia.

### 3.2.2 Influencia de la temperatura de admisión sobre el trabajo específico.

Se ha llegado anteriormente a la conclusión de que interesa reducir la temperatura del aire de admisión para de esta forma aumentar el gasto másico y así la potencia. Sin embargo, la potencia no depende únicamente del gasto másico de aire, sino que también depende del trabajo específico. Por esta razón, se analiza en este apartado la influencia de la temperatura de admisión sobre el trabajo específico. Este, a su vez, se puede expresar como,

$$W_e = (1 + F) * W_T - W_C \quad (5)$$

En dónde:

- $W_T$  = trabajo específico de expansión (kJ/kg).
- $W_C$  = trabajo específico de compresión (kJ/kg).
- $F$  = dosado

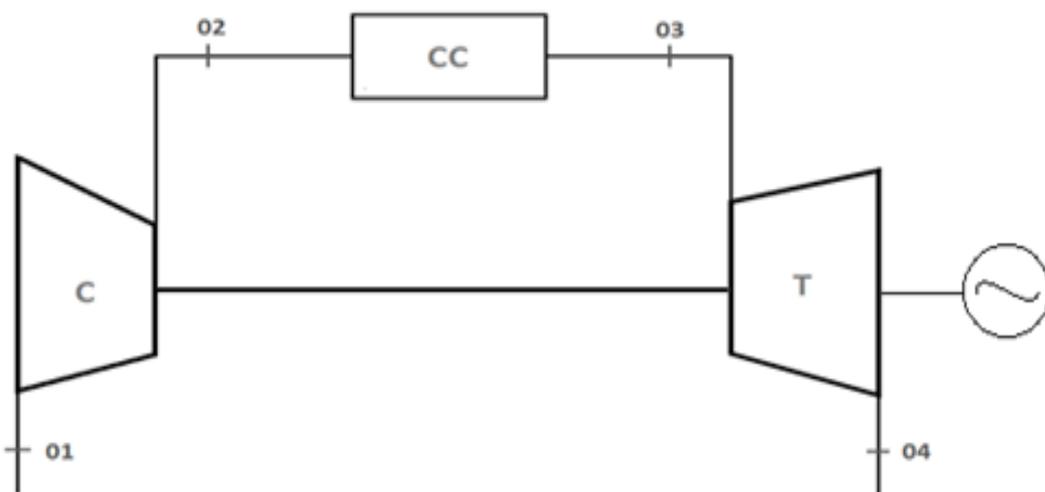


Figura 27. Esquema de un ciclo simple no regenerativo. Fuente: elaboración propia.

En base a la figura 27, el trabajo específico se puede expresar como,

$$We = (1 + F) * C_{p,g} * (t_{04} - t_{03}) - C_{p,a} * (t_{02} - t_{01}) \quad (6)$$

En donde:

$$\begin{cases} C_{p,g} = \text{calor específico a presión constante de los gases de combustión (kJ/kg K)} \\ C_{p,a} = \text{calor específico a presión constante de del aire (kJ/kg K)} \end{cases}$$

Puesto que la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina (estado 03) se mantiene constante, ya que sólo se está analizando la temperatura de admisión T01, el dosado se mantendrá constante. Por lo tanto, el trabajo del motor térmico turbina de gas sólo dependerá de los trabajos específicos de compresión y de expansión. Dicho de otra manera,

$$We = We(W_T, W_c) \quad (7)$$

A continuación se analiza la influencia de la temperatura de admisión sobre los trabajos específico de compresión y de expansión. De esta manera;

$$W_c = C_{p,a} * (T_{02} - T_{01}) = \frac{C_{p,a}}{\eta_c} * (T_{02s} - T_{01}) = \frac{C_{p,a} * T_{01}}{\eta_c} * \left( \frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1 \right)$$

$$W_c = \frac{C_{p,a} * T_{01}}{\eta_c} * \left[ \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \quad (8)$$

Lo que dicha ecuación está diciendo es que (suponiendo que el rendimiento isoentrópico con el que trabaja el compresor se mantiene constante) el trabajo específico de compresión es mayor cuando aumenta la temperatura de admisión o cuando aumenta la relación de compresión. Esto se puede representar en un diagrama T-s (figura 28).

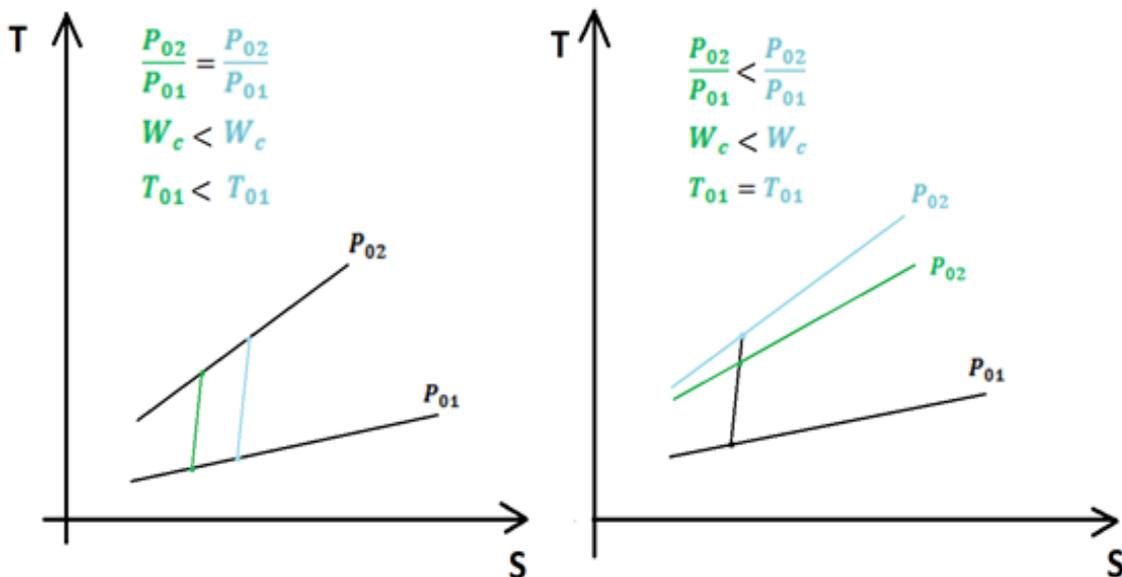


Figura 28. Representación del trabajo de compresión en un diagrama T-s. Fuente: elaboración propia.

Recapitulando, se llega a lo siguiente,

$$W_c = W_c \left( \frac{P_{02}}{P_{01}}, T_{01} \right) \quad (9)$$

A continuación se analiza la influencia de la temperatura de admisión sobre la relación de compresión del compresor. En la figura 29 se representan las curvas características típicas de un compresor axial.

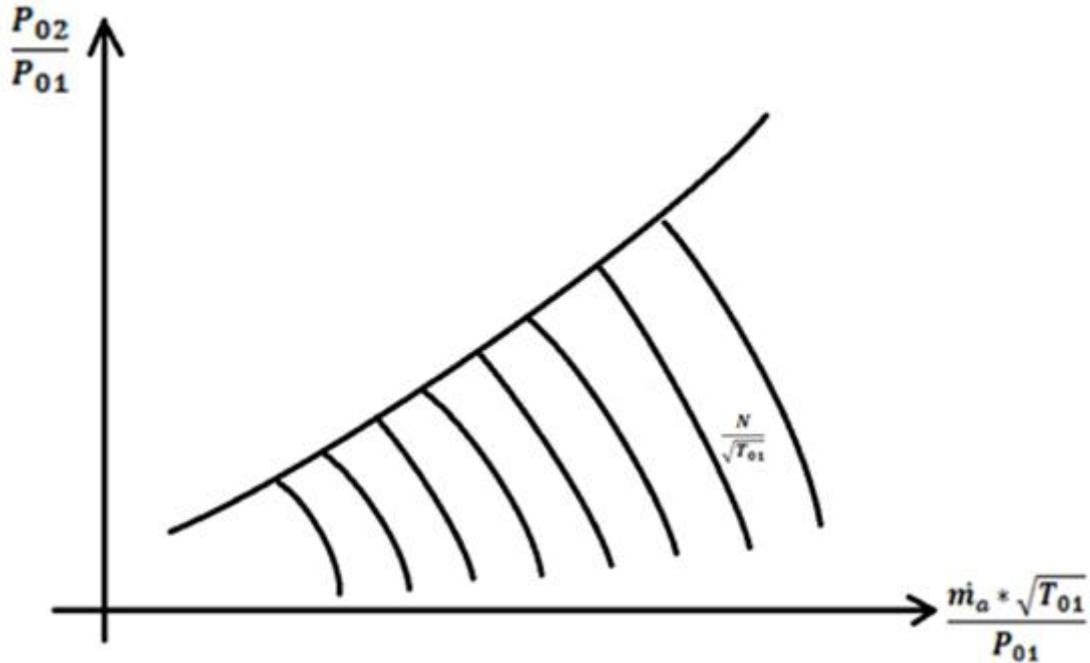


Figura 29. Curvas características de un compresor axial. Fuente: elaboración propia.

En la figura 29 se puede observar cómo la relación de compresión depende de la velocidad angular adimensional y del gasto adimensional (representado en el eje de abscisas). Es decir,

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \left[ \frac{\dot{m}_a * \sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right] \quad (10)$$

Para ver cómo influye la temperatura de admisión sobre el gasto másico adimensional, se transforma la expresión de este. De esta forma,

$$\frac{\dot{m}_a * \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = \frac{\dot{v} * \rho * \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \cong \frac{\dot{v} * \frac{P_{01} * M}{R * T_{01}} * \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = \frac{\dot{v} * M}{R * \sqrt{T_{01}}} = \frac{\dot{v} * M}{R} * \frac{1}{\sqrt{T_{01}}} \quad (11)$$

Dado que el flujo volumétrico, la constante de los gases ideales, y el peso molecular del aire no depende de la temperatura de admisión, se puede afirmar que el gasto adimensional depende únicamente de la temperatura adimensional (siendo gasto adimensional y temperatura de admisión magnitudes inversamente proporcionales). Es decir,

$$\frac{\dot{m}_a * \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = k * \frac{1}{\sqrt{T_{01}}} \Rightarrow \frac{\dot{m}_a * \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \propto \frac{1}{\sqrt{T_{01}}} \quad (12)$$

Por otra parte, dado que la velocidad de giro será constante para diferentes valores de la temperatura de admisión (aunque si variará la velocidad de giro adimensional al variar la temperatura), se puede decir que la relación de compresión sólo depende de la temperatura de admisión. De esta forma,

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \left[ \frac{\dot{m}_a \cdot \sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right] \Rightarrow \frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} (T_{01}) \quad (13)$$

Y el trabajo de compresión,

$$W_c = W_c \left[ \frac{P_{02}}{P_{01}} (T_{01}), T_{01} \right] \Rightarrow W_c = W_c (T_{01}) \quad (14)$$

En conclusión, cuando aumenta la temperatura de admisión, tanto el gasto adimensional como la velocidad de giro adimensional se reducen. Si se representan estas tendencias en las curvas características del compresor, se puede analizar cómo evolucionará la relación de compresión.

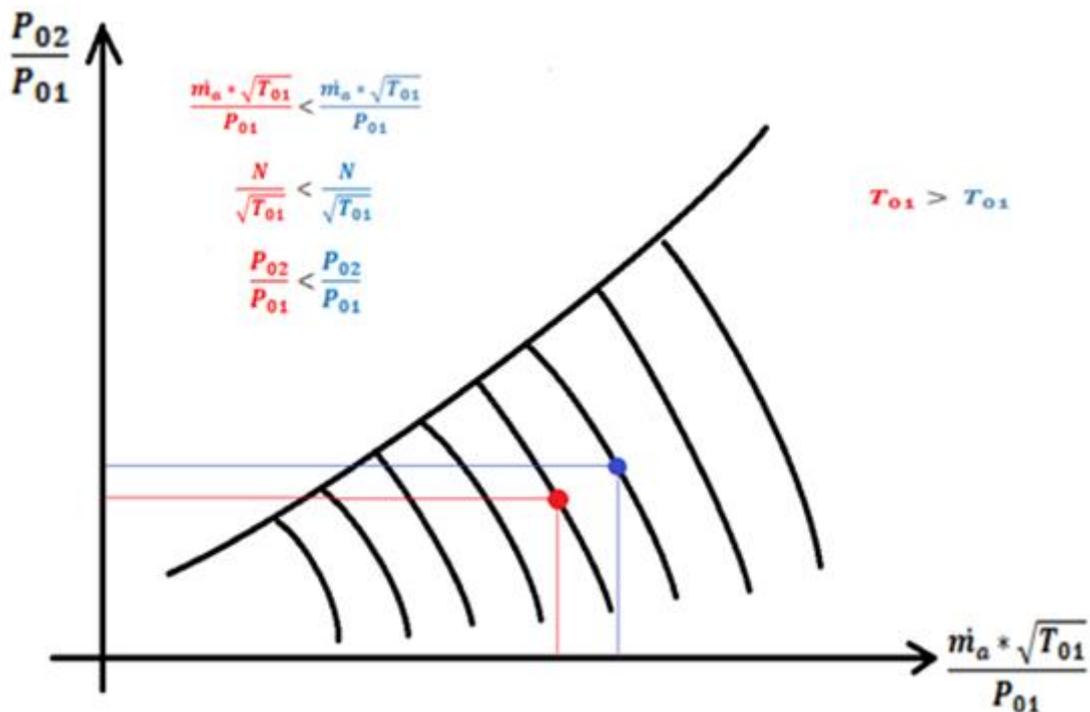


Figura 30. Curvas características de un compresor axial para dos temperaturas de entrada distintas. Fuente: elaboración propia.

En la figura 30 se observa que cuando aumenta la temperatura de admisión, la relación de compresión de compresión se reduce. Es decir, la temperatura de admisión y la relación de compresión son magnitudes inversamente proporcionales. Llegados a este punto, se tiene información para poder determinar la influencia de la temperatura sobre el trabajo específico de compresión.

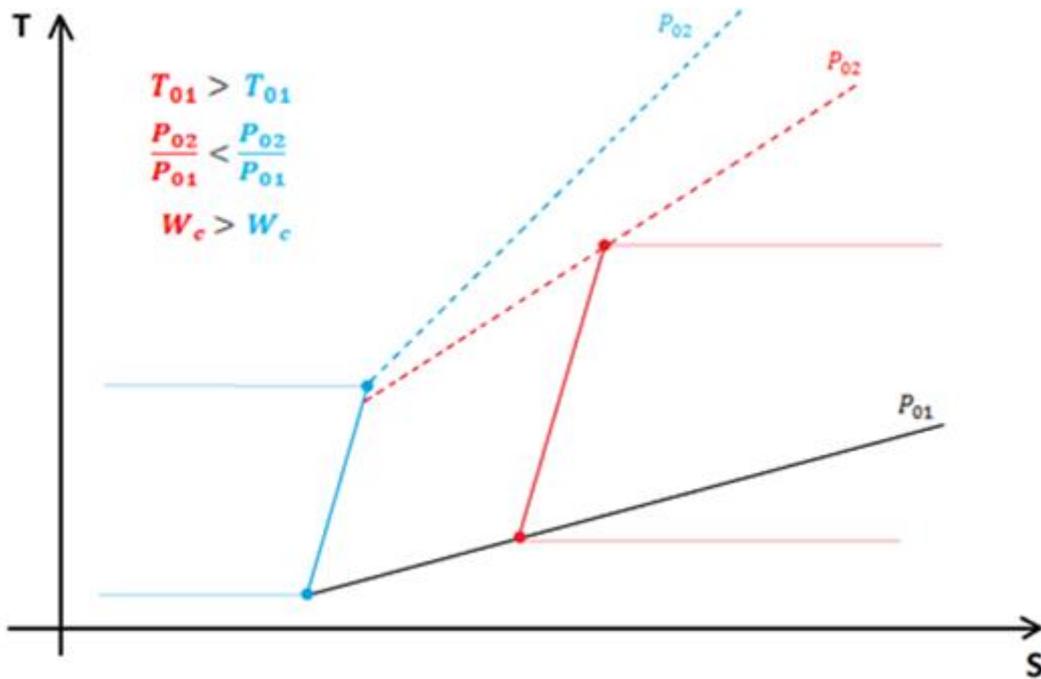


Figura 31. Representación del trabajo de compresión en un diagrama T-s para diferentes temperaturas de entrada y relación de compresión. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, el diagrama T-s de la figura 31 muestra que cuando aumenta la temperatura de admisión, el trabajo específico de compresión aumenta.

Para analizar la influencia de la temperatura de admisión en el trabajo de expansión se sigue un proceso similar al del trabajo de compresión. El trabajo de expansión puede expresarse de la forma siguiente,

$$W_T = C_{p,g} * (T_{03} - T_{04}) = C_{p,g} * \eta_t * (T_{03} - T_{04s}) = C_{p,g} * \eta_t * T_{03} * \left(1 - \frac{T_{04s}}{T_{03}}\right)$$

$$W_T = \frac{C_{p,g} * T_{03}}{\eta_t} * \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}}\right] \quad (15)$$

Al igual que para el caso anterior, se mantiene la hipótesis de que la temperatura a la entrada a turbina y el rendimiento interno de la turbina no dependen de la temperatura de admisión y se desprecia la pérdida de presión de remanso en la cámara de combustión. De esta manera, el trabajo específico de expansión sólo es función de la relación de compresión. Mientras mayor sea el valor de la relación de compresión, mayor será el trabajo específico de expansión. Dado que como se estudió anteriormente, cuando aumenta la temperatura de admisión se reduce la relación de compresión, se puede concluir que cuando aumenta la temperatura de admisión se reduce el trabajo específico de expansión. Dicho en otras palabras, la temperatura de admisión y el trabajo de expansión son magnitudes inversamente proporcionales. Dicha conclusión se puede ver más claramente si se representa la evolución del fluido de trabajo en el diagrama T-s (figura 32).

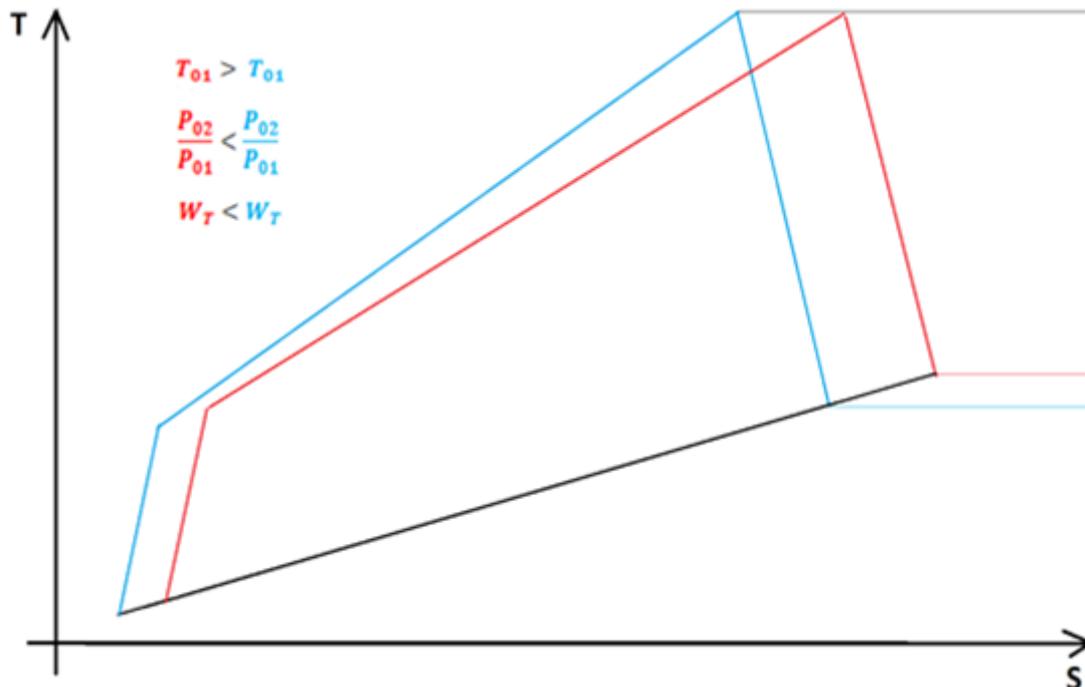


Figura 32. Representación del trabajo específico de expansión para dos valores diferentes de la temperatura de admisión. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, como conclusión, se puede decir que cuando aumenta la temperatura de admisión, el trabajo específico de compresión aumenta, y el de expansión se reduce, y por lo tanto, el trabajo específico del ciclo se reduce. Por otra parte, también se dedujo que el gasto másico disminuía cuando aumentaba la temperatura de admisión. Por lo tanto la potencia disminuye a medida que aumenta la temperatura de admisión. De ahí la importancia de refrigerar el aire de admisión.

Como regla general, se puede establecer [18] que aproximadamente cada grado centígrado que aumenta la temperatura de entrada al compresor, la potencia que da la turbina disminuye un uno por ciento.

### 3.2.3 Influencia de la temperatura de admisión sobre el rendimiento.

Una vez establecido que resulta interesante a priori reducir la temperatura del aire de admisión para aumentar la potencia que da la turbina, se realizará un análisis cualitativo para establecer el efecto de la temperatura de admisión sobre el rendimiento térmico de dicho motor térmico. El rendimiento térmico se puede expresar como,

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f * PCI} \quad (16)$$

Como se ha deducido anteriormente, cuando se reduce la temperatura del aire de admisión, el flujo másico de aire aumenta. Dado que la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión se mantendrá constante, la masa de combustible tendrá que aumentar en la misma proporción que lo hace la masa de aire, para que de esta forma se mantenga constante el dosado. Por lo tanto, en la ecuación 16 se puede observar que tanto el término del numerador como el término del denominador aumentan, por lo que dicha expresión no da información directa de cómo evolucionará el rendimiento cuando cambia la temperatura de admisión. Por lo tanto se va a transformar dicha expresión como sigue.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f * PCI} = \frac{\dot{m}_a * W_e}{\dot{m}_f * PCI} = \frac{\dot{m}_a * W_e}{\dot{m}_f * PCI} = \frac{1}{F * PCI} * W_e \quad (17)$$

Puesto que el poder calorífico y el dosado se mantienen constantes, se tiene que cuando aumenta la temperatura de admisión al compresor el trabajo específico disminuye y por tanto también disminuye el rendimiento térmico. En conclusión, interesa que la temperatura de admisión sea lo más baja posible para aumentar el rendimiento.

### 3.2.4 Influencia de la temperatura de admisión sobre la temperatura de escape de la turbina.

Por otro lado, se tiene que la temperatura de salida de los gases de escape disminuye cuando lo hace la temperatura de entrada al compresor. Dicha relación se puede apreciar en el diagrama T-S representado en la figura 32 o en la gráfica de la figura 33 [19].

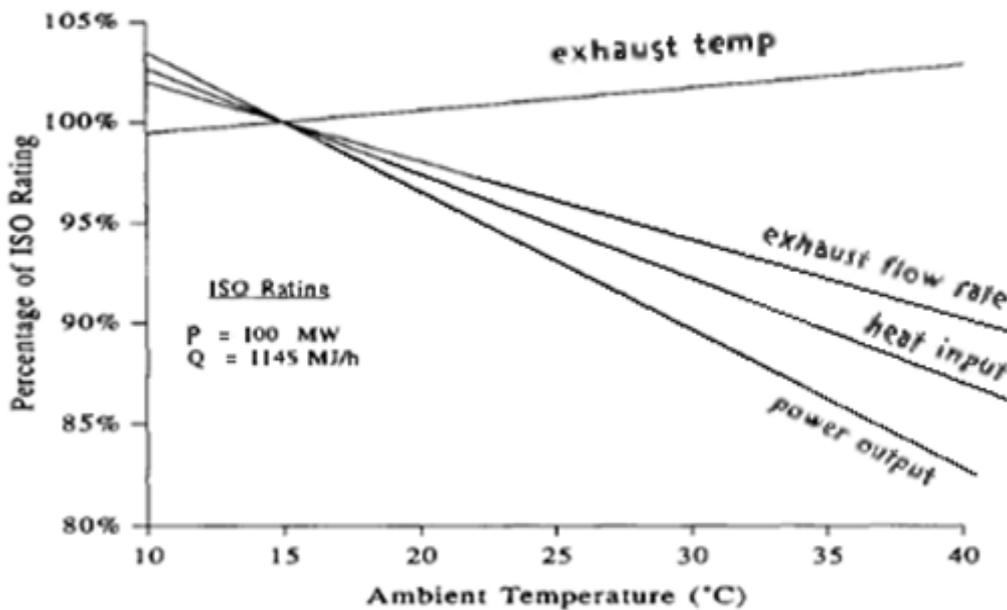


Figura 33. Evolución de la temperatura de los gases de escape de la turbina en función de la temperatura de admisión.

Esta gráfica es congruente con las conclusiones a las que se llegó anteriormente. Es decir, mientras más alta sea la temperatura de admisión al compresor, mayor será la de los gases de escape, y por tanto, se puede decir que la corriente de gases queda en el ambiente con una exergía mayor, por lo que es de esperar que el rendimiento térmico del ciclo sea menor. Por otra parte, si se analiza ahora el efecto de la temperatura de admisión sobre un ciclo combinado, cabría preguntarse si resulta interesante la refrigeración del aire de admisión porque se reduce la temperatura de los gases de escape, y con ello la potencia que proporciona el ciclo de cola (ciclo de vapor). Sin embargo, la experiencia demuestra que sí resulta atractivo refrigerar el aire de admisión en ciclos combinados [19], ya que el aumento de potencia del ciclo de cabeza (ciclo Bryton) es superior a la disminución de la potencia del ciclo de vapor (ciclo Rankine).

### 3.2.5 Influencia de la humedad del aire de admisión.

Ensayos realizados con diferentes turbinas de gas [6], muestran que tanto la potencia como el rendimiento disminuyen cuando aumenta la humedad del aire de admisión. Cabe decir, además, que el efecto de la temperatura es más acusado que el de la humedad.

### 3.2.6 Caso real.

A continuación se mostrará la aplicación a un caso real de una turbina de gas típica cuando se modifica la temperatura de admisión. De esta forma, se pondrán de manifiesto de forma práctica, las conclusiones a las que se llegaron de forma teórica en los apartados anteriores. Los parámetros con los que trabaja la turbina, se recogen en la tabla de la figura 34 [4].

Parámetro	Valor
Tipo de ciclo	ciclo simple no regenerativo
Relación de compresión	11,0
Temperatura de entrada a turbina	1.385,1 °C
Gasto de aire	141,16 kg/s
Rendimiento interno del compresor	85,4 %
Rendimiento interno de la turbina	86,8 %
Rendimiento de la cámara de combustión	99%
Pérdida de carga en la cámara de combustión	1,17 %
Combustible	gas natural
Poder calorífico inferior	48.235,6 KJ/Kg

*Figura 34. Parámetros nominales de una turbina.*

En la figura 35 [4] se muestran las curvas de corrección de rendimiento térmico, consumo específico de calor ("Heat Rate") y potencia de la turbina de gas cuyas especificaciones en condiciones ISO (temperatura ambiente 15 °C, presión ambiente 1,013 bar, humedad relativa del aire 60%) se relacionan en tabla de la figura 34 [4].

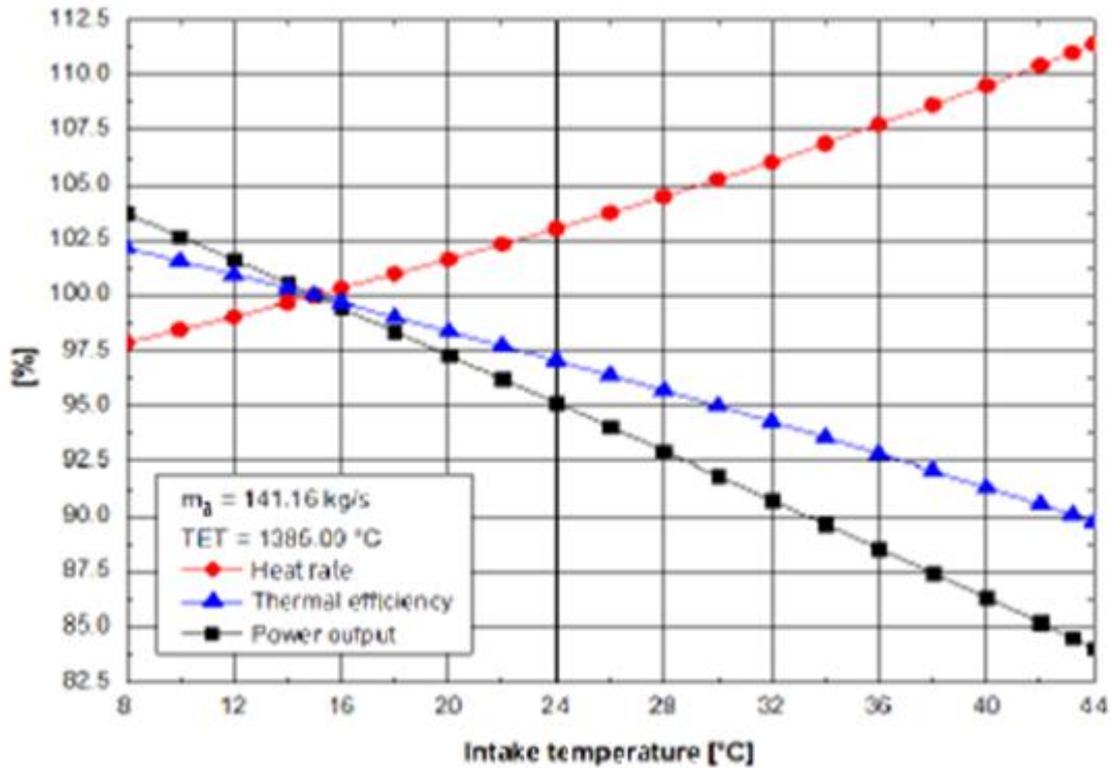


Figura 35. Variación de diferentes parámetros en función de la temperatura de admisión

De dicha figura se pueden extraer las siguientes observaciones que están en concordancia con el análisis efectuado en los apartados anteriores:

- Como era de esperar, en las condiciones ISO ( $T_0 = 15\text{ °C}$ ,  $P_0 = 101.3\text{ kPa}$ ,  $\phi = 60\%$ ), potencia, rendimiento y Heat Rate coinciden con el nominal de la turbina.
- Tanto rendimiento como potencia disminuyen a medida que lo hace la temperatura de entrada al compresor.
- La variación de la potencia es más acusada que la variación del rendimiento.



que componen el sistema de refrigeración se expondrán con mayor profundidad en apartado 4.3. En la figura 37 se puede ver la constitución típica que presenta dicho sistema.

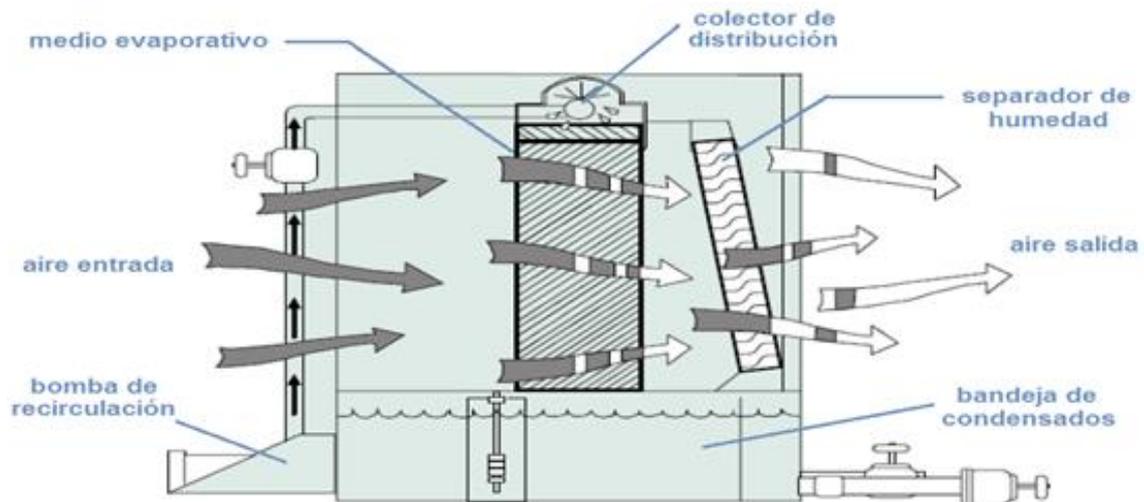


Figura 37. Esquema de un enfriador evaporativo de medio húmedo [18].

A pesar de que cuando el aire se pone en contacto con el agua, la humedad presente en la corriente de aire aumenta, el aire no llega a saturarse completamente. Es decir, la corriente de agua no absorbe todo el vapor de agua que puede. Esto se debe a que para que el aire saliera completamente saturado, el espesor del medio de evaporado debería ser muy grande, y a que la velocidad de paso del aire a través del medio debería ser muy pequeña, con lo que la sección de paso necesaria debería ser muy grande. En definitiva, para conseguir que el aire saliera con una humedad relativa del 100 %, el tamaño del enfriador debería ser muy grande, lo que supondría una barrera o restricción tecnológica importante. De esta forma, se introduce la efectividad de un enfriador evaporativo. La efectividad es un parámetro que se define como el cociente entre el salto de temperaturas real que experimenta el aire a su paso por el enfriador y el salto de temperaturas máximo que podría alcanzar el aire, que se correspondería a si el aire saliera completamente saturado. Utilizando la notación de la figura 36, se define la eficiencia como,

$$\varepsilon = \frac{\text{salto real}}{\text{salto máximo}} = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{01,wb}} \quad (18)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{DB1} - T_{DB2}}{T_{DB2} - T_{WB}} = \frac{T_{DB1} - T_{DB2}}{WBD} \quad (19)$$

En donde,

- $T_{DB1}$  = temperatura de bulbo seco a la entrada.
- $T_{DB2}$  = temperatura de bulbo seco a la salida.
- $T_{wb}$  = temperatura de bulbo húmedo.
- $WBD$  = depresión de bulbo húmedo (*wet bulb depression*)

Se puede decir que la eficiencia es un parámetro que mide la cercanía entre las condiciones del aire de salida del enfriador y las condiciones del aire saturado. Así, cuando ésta es del 100%, el aire sale a la temperatura de bulbo húmedo, y cuando la efectividad es del 0%, la temperatura de bulbo seco de la corriente de aire a la salida es igual a la que tenía a la entrada. Además, es un parámetro que se puede expresar en tanto por uno (como se define en la expresiones 18 y 19) o en tanto por ciento. Aproximadamente, suele estar comprendida entre el 85% y el 90% [20].

Como se puede apreciar en el diagrama psicrométrico, el enfriamiento evaporativo se caracteriza porque la temperatura de bulbo húmedo se mantiene constante a medida que la corriente de aire atraviesa el cambiador. Como consecuencia, la temperatura de a la salida del enfriador, que será igual a la temperatura de entrada del compresor, dependerá de la temperatura de bulbo seco del aire exterior, de la efectividad del cambiador y de la depresión de bulbo húmedo. Visto de otra manera, el salto térmico que se puede enfriar el aire es una función de la efectividad y de la depresión de bulbo húmedo. Dado que la efectividad del enfriador evaporativo de medio húmedo es un valor fijo para cada enfriador, el salto térmico que es posible enfriar el aire depende de la depresión de bulbo húmedo. Dicha conclusión se expresa matemáticamente transformando la expresión 19.

$$T_{DB2} = T_{DB1} - \varepsilon * (T_{DB1} - T_{WB}) \quad (20)$$

$$T_{DB2} = T_{DB1} - \varepsilon * WBD \quad (21)$$

$$T_{DB1} - T_{DB2} = \varepsilon * WBD \quad (22)$$

$$\Delta T_{DB} = \varepsilon * WBD \quad (23)$$

De esta forma, cuanto mayor sea la temperatura de bulbo húmedo, mayor será el salto térmico que el aire podrá ser enfriado (también conocido como grado de enfriamiento). Normalmente, la depresión de bulbo húmedo es mayor cuanto mayor sea la temperatura ambiente y menor sea la humedad del aire exterior. Por tanto, a priori, se puede decir, que este tipo de tecnología alcanzará mejores resultados en ubicaciones dominadas por climas cálidos y secos. Por otro lado, el salto térmico máximo que se puede enfriar el aire dependerá de las condiciones ambientales.

Finalmente, se expone un ejemplo de cómo se calcularía la temperatura de salida del aire. Las condiciones exteriores pueden ser medidas fácilmente, por lo que serán conocidas. Por otra parte, la eficiencia vendrá determinada por las curvas características que proporcione el fabricante (se hablará de estas curvas en el apartado 4.4). De esta forma, la eficiencia también será conocida. Si se supone que ésta se sitúa en un 85%, que la temperatura del aire exterior de bulbo seco es de 40 °C y la humedad relativa del 20%, la temp. de bulbo húmedo será entonces igual a 21,8 °C. Con la expresión 21,

$$T_{DB2} = T_{DB1} - \varepsilon * (T_{DB1} - T_{WB}) = 40 - 0,85 * (40 - 21,8) = 24,5 \text{ °C}$$

## 4.2 Parámetros de operación.

En este apartado se abordará el estudio de las diferentes variables que caracterizan todo sistema de refrigeración evaporativo de medio húmedo. El que puede ser más representativo es la eficiencia, aunque no se hablará de ella porque ya se estudió en el apartado anterior. El resto de parámetros que definen este tipo de sistemas son:

- **Tasa de evaporación del agua** (*evaporation rate*): se define como la cantidad de agua que es absorbida por la corriente de aire, y se denota con la letra E. La tasa de evaporación depende de las condiciones del aire exterior. De esta forma, factores como las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo o como la presión determinan la cantidad de agua que se evapora en el aire [18]. La tasa de evaporación se puede calcular mediante la siguiente expresión [21],

$$E = \frac{\dot{V}_a * (\omega_2 - \omega_1) * \rho_a}{\rho_w} \quad (24)$$

En donde,

$E$  = tasa de evaporación ( $m^3/s$ )

$\dot{V}_a$  = caudal volumétrico de aire a la entrada ( $kg/s$ )

$\omega_1$  = humedad absoluta a la entrada ( $kg/kg$ )

$\omega_2$  = humedad absoluta a la salida ( $kg/kg$ )

$\rho_a$  = densidad del aire a la entrada ( $kg/m^3$ )

$\rho_w$  = densidad del agua ( $kg/m^3$ )

Para que quede reflejado más claramente la expresión anterior, se expondrá un ejemplo. Para ello, se utilizarán los mismos datos que los utilizados en el ejemplo anterior. De esa forma, el valor de la densidad y de la humedad absoluta del aire a la entrada se puede conocer a partir de la humedad relativa y de la temperatura de bulbo seco. En este caso, para una humedad relativa del 20% y una temperatura de 40 °C, la densidad del aire se corresponde con un valor de 1,11  $kg/m^3$ , y la humedad específica con 0,0091  $kg/kg$ . Por otro lado, como se conoce la temperatura de bulbo seco a la salida (se calculó en el ejemplo anterior), y la temperatura de bulbo húmedo, se puede saber el valor de la humedad específica a la salida, que se corresponde con 0,0153  $kg/kg$ . Por tanto, el único valor que se desconoce es el caudal volumétrico de aire. Este es un valor que viene determinado por la propia turbina de gas. En este ejemplo, se supondrá que su valor es de 50  $m^3/s$ . Finalmente,

$$E = \frac{50 \frac{m^3}{s} * (0,0153 - 0,0091) \frac{kg_w}{kg_a} * 1,11 \frac{kg_a}{m^3}}{1000 \frac{kg_w}{m^3}} = 0,00034 \frac{m^3}{s} = 0,34 \frac{l}{s}$$

Partiendo de la expresión 24, la tasa de evaporación también se puede expresar de la siguiente forma,

$$E = \frac{\dot{V}_a * (\omega_2 - \omega_1) * \rho_a}{\rho_w} = \frac{\dot{m}_a * (\omega_2 - \omega_1)}{\rho_w} = \frac{\dot{m}_a * C_{pa} * (T_{DB1} - T_{DB2})}{\rho_w * \lambda} \quad (25)$$

$$E = \frac{\dot{m}_a * C_{pa} * \varepsilon (T_{DB1} - T_{WB})}{\rho_w * \lambda} \quad (26)$$

En donde  $\lambda$  es igual al calor latente de vaporización del agua.

- **Tasa de sangrado del agua** (*blowdown or bleed-off rate*): a medida que el agua atraviesa el medio húmedo, una parte de ella se evapora. Como consecuencia de esta evaporación, la concentración tanto de sólidos disueltos como no disueltos en el agua que no ha sido evaporada aumenta. Por otro lado, el agua que no ha sido evaporada puede capturar partículas que eran transportadas por el aire y que no han sido eliminadas previamente en el sistema de filtración. Debido a la presencia de estos dos fenómenos, si no se realizara un sangrado (purga) del agua presente en la bandeja de condensados, la concentración de partículas en agua cada vez sería mayor.

La tasa de sangrado es un parámetro que se denota con la letra B y que depende de la tasa de evaporación y de la calidad del agua disponible. De esta manera, la tasa de sangrado es directamente proporcional tanto a la tasa de evaporación como a la concentración de sólidos presentes en al agua de alimentación. De esta manera, se proponen dos métodos diferentes, e igualmente válidos, para calcular la tasa de sangrado. El primero de ellos [22] utiliza la siguiente expresión,

$$B = \frac{E}{Nc - 1} \quad (27)$$

El parámetro  $Nc$ , es conocido con el nombre de ciclos de concentración. Este parámetro depende de la composición del agua de alimentación. De esta manera, cuando la calidad del agua de admisión es buena, dicho parámetro aumentará, y por tanto, disminuirá la tasa de sangrado (para una tasa de evaporación dada). Por otra parte, la tasa de sangrado también puede ser calculada utilizando otro método basado en la siguiente expresión [21]:

$$B = E * R \quad (28)$$

El parámetro R se conoce como ratio de sangrado (*blow-down ratio*) y depende de la concentración de la dureza del agua de alimentación, que se mide a través de la concentración de carbonato cálcico en agua. Dicha dependencia se ilustra en la siguiente gráfica de la figura 38.

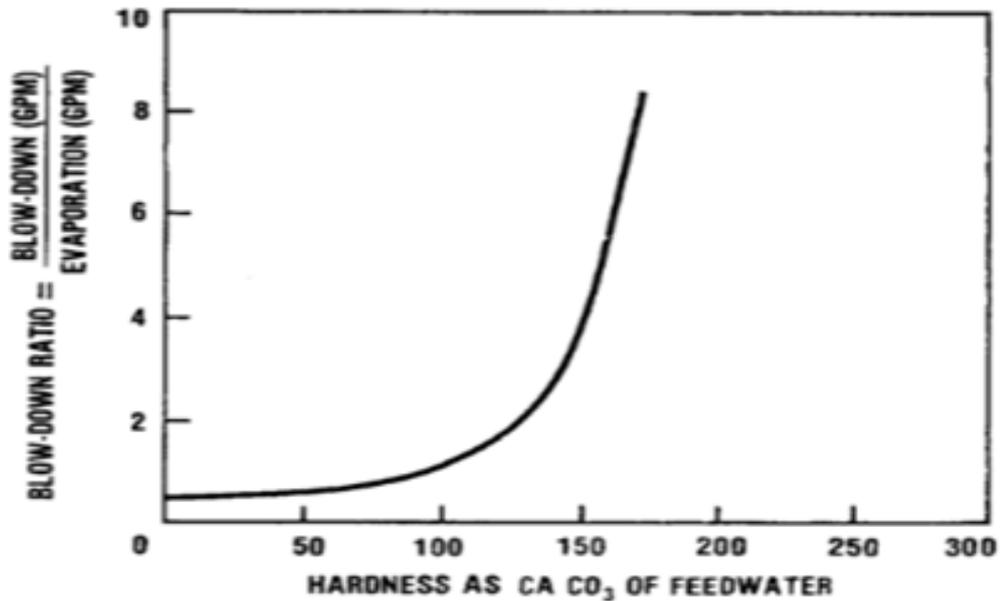


Figura 38. Ratio de sangrado en función de la dureza del agua [21].

Si se supone que la tasa de evaporación es la calculada en el ejemplo anterior, y que la concentración de carbonato cálcico en el agua de admisión es de 150 ppm, la ratio de sangrado sería de 4, y la tasa de sangrado se calcularía como,

$$B = 0,34 \text{ l/s} * 4 = 1,36 \text{ l/s}$$

Además, se podría calcular también la concentración de carbonato cálcico en el agua presente en la bandeja de condensados. Para ello sólo es necesario realizar un balance de masa,

$$(E + B) * C_M = E * C_E + B * C_B \quad (29)$$

En donde,

$C_M$  = concentración de carbonato del agua de alimentación (ppm)

$C_E$  = concentración de carbonato del agua que se evapora (ppm)

$C_B$  = concentración de carbonato del agua que se purga (ppm)

Para el caso del ejemplo que se ha estado considerando,

$$(0,34 + 1,36) \frac{\text{l}}{\text{s}} * 150 \text{ ppm} = 0,34 \frac{\text{l}}{\text{s}} * 0 \text{ ppm} + 1,36 \frac{\text{l}}{\text{s}} * C_B$$

$$C_B = \frac{(0,34 + 1,36) \frac{\text{l}}{\text{s}} * 150 \text{ ppm}}{1,36 \frac{\text{l}}{\text{s}}} = 187,5 \text{ ppm}$$

La concentración del agua en la bandeja de condensados es la misma que la del agua de purga. Como era de esperar, la concentración en el agua de purga es mayor que la del agua de alimentación.

Finalmente, se puede decir que mientras que en el segundo de los métodos descritos se estima el caudal de purga considerando únicamente uno de los parámetros que definen la calidad del agua, el primer método calcula el caudal de purga en base a más parámetros. Por ello, para calcular los ciclos de concentración ( $N_c$ ) no es suficiente con conocer solamente la dureza del agua, sino que es necesario conocer también la conductividad, la concentración de cloruros, de iones sodio, y la alcalinidad [23].

- **Tasa de reposición de agua** (make-up water rate): se denota con la letra A. Es igual a la cantidad de agua que debe ser suministrada al enfriador evaporativo. Por tanto debe ser igual a la suma de la tasa de evaporación más la tasa de sangrado. De esta forma,

$$A = E + B \quad (30)$$

El agua de reposición también se conoce como agua de alimentación (*feedwater*) o como agua de admisión.

- **Tasa de recirculación** (*distribution flow rate*): se define como el gasto de agua que es movido por la bomba de recirculación. Debe ser como mínimo igual a la tasa de evaporación. Este caudal de agua es proporcional al área de medio húmedo que se obtiene cuando éste es seccionado por un plano horizontal. Dicha área es la misma que tiene el panel de distribución (que se define en el apartado 4.3). De esta forma, la tasa de recirculación se suele estimar [21] en un valor comprendido entre 1 y 2  $gal/min ft^2$ , o lo que es lo mismo, entre 0,68 y 1,36  $l/s m^2$ .

En último lugar, se expone en la figura 39 [22] los diferentes caudales de agua y gastos de aire que mueven tres modelos reales de turbinas fabricadas por General Electric.

Modelo	Gasto de aire (kg/s)	Tasa de evaporación (l/s)	Tasa de sangrado (l/s)	Tasa de reposición (l/s)
MS7001EA	292	2,5	10,7	13,2
MS7001FA	432	3,8	12,6	16,4
MS9001EA	624	5,7	17	22,7

Figura 39. Gastos de agua característicos del enfriador evaporativo para tres turbinas GE diferentes.

### **4.3 Descripción de los componentes.**

En este apartado se describirán las características principales de cada uno de los elementos que conforman el enfriador evaporativo de medio húmedo. Dichos elementos son:

- **Medio evaporativo** (*evaporative media*): también se le conoce como medio húmedo (*wet media*). El material que lo constituye puede ser tanto fibra de celulosa como fibra de vidrio. Además, durante el proceso de fabricación, el medio evaporativo es tratado con agentes químicos que, por un lado evitan la aparición de putrefacción, y por otro proporcionan una mayor resistencia mecánica a éste. Por otro lado, están constituidos por una serie de placas de superficie arrugada que se unen entre sí con la ayuda de un aglutinante inorgánico. De esta forma, se consigue aumentar la superficie de transferencia para un volumen dado. Cuando estas placas se juntan, conforman una serie de canales. Estos canales presentan una orientación de  $15^\circ$  o de  $45^\circ$  con respecto a un plano horizontal. Por los que presentan una inclinación de  $15^\circ$  circula el aire, y por los que presentan una inclinación de  $45^\circ$  circula el agua [22]. En la figura 40 se pueden observar dichos ángulos.

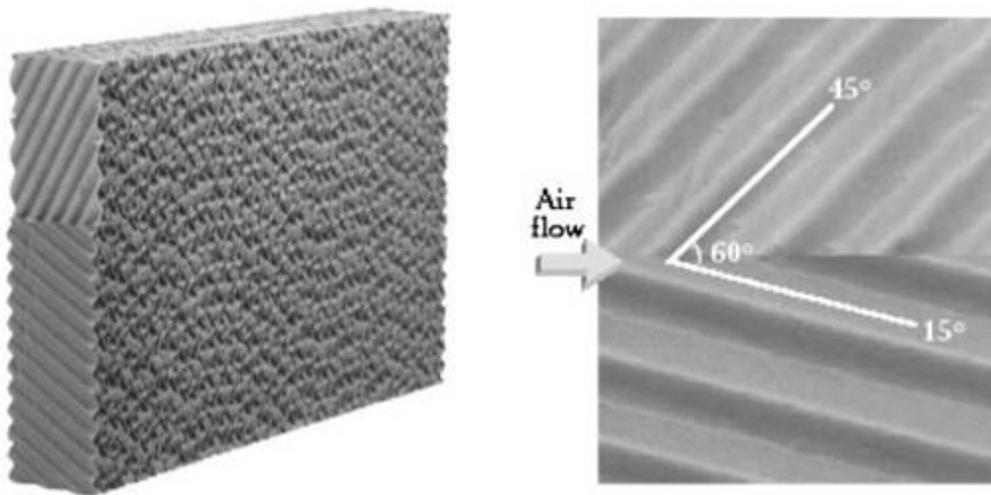


Figura 40. Apariencia física del medio evaporativo (izquierda) y ángulos que forman los canales del medio evaporativo (derecha) [20].

Otro aspecto a tener en cuenta es la temperatura del agua de alimentación, ya que, si es superior a  $54^\circ\text{C}$ , el medio húmedo podría verse dañado [21]. Por otra parte, como se verá más adelante, el espesor del medio húmedo influirá en la eficiencia del equipo así como en la pérdida de carga. El espesor suele estar comprendido entre 75 y 300 mm.

- **Separador de gotas** (*drift eliminator*): es una especie de filtro cuyo objetivo es evitar que la corriente de aire que llega al compresor vaya arrastrando gotas de agua. Se coloca aguas abajo del medio húmedo. Estos elementos utilizan las fuerzas de inercia. Por ello, están constituidos por una serie de canales en forma de S en la superficie de los cuales las gotas de agua impactan formando otras más grandes. Debido a la geometría que presentan estos canales, que se puede observar en la figura 41, estas gotas son drenadas al exterior por el lado de entrada del aire y a continuación dichas gotas son transportadas a la bandeja de condensados.

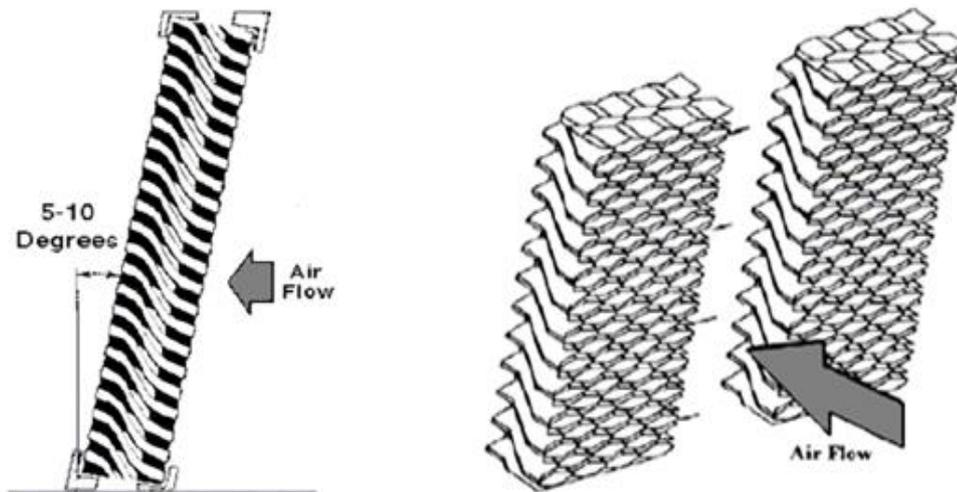


Figura 41. Separador de gotas [22].

Por otra parte, y como se puede apreciar en la figura 42, los separadores de gotas presentan una cierta inclinación con respecto al plano vertical [22]. Dicha inclinación suele estar comprendida entre 5 y 10°. Finalmente, este tipo de filtros es capaz de retener el 99,9% de las gotas de agua cuyo tamaño sea igual o superior a 100 micras [21].

- **Bomba de recirculación:** no suelen estar instaladas en la cabina donde se encuentran el resto de componentes que conforman el enfriador evaporativo. A su vez, el motor eléctrico que mueve dicha bomba también se encuentra en el exterior. Esto se debe a que con esta configuración el mantenimiento asociado a la bomba resulta más sencillo. El objetivo de dicha bomba es mover el agua desde la bandeja de condensados al colector de distribución. La tubería que conecta la bandeja de condensados con el colector de distribución se le conoce como tubería de distribución. A veces, la bomba se suele duplicar, es decir, se coloca otra en paralelo. Esta medida garantiza que si una de las bombas presentara algún tipo de problema, se utilizaría la otra bomba, mientras se repara la que está averiada. Finalmente, para evitar la proliferación de bacterias en el medio húmedo, la bomba se suele parar una media hora antes de parar la turbina para garantizar así que el panel de distribución se seque completamente.
- **Colector de distribución (*distributing header*):** está constituido por una tubería con una serie de orificios y por una superficie semicilíndrica (también conocida como *splash covers*) situada encima de la tubería. Dicha tubería tiene una válvula de descarga (*flush valve*) en cada uno de sus extremos. La bomba lleva el agua hasta la tubería que constituye el colector de distribución por mediación de otra tubería (tubería de distribución), y la unión de ambas se hace en forma de T (como se puede observar en la figura 43). Después el agua es impulsada a través de los orificios de la tubería hasta que impacta con la superficie semicilíndrica. Desde ahí, el agua cae por acción de la gravedad, y de esta forma riega la superficie húmeda. El colector de distribución puede estar fabricado en acero inoxidable 304 o en CPVC. A su vez, dicho elemento se sitúa encima del medio húmedo, pero no se coloca en el punto medio del mismo, si no que se sitúa un poco más al lado de la parte por la que entra el aire, para evitar un posible arrastre de agua, como se puede apreciar en la figura 42.

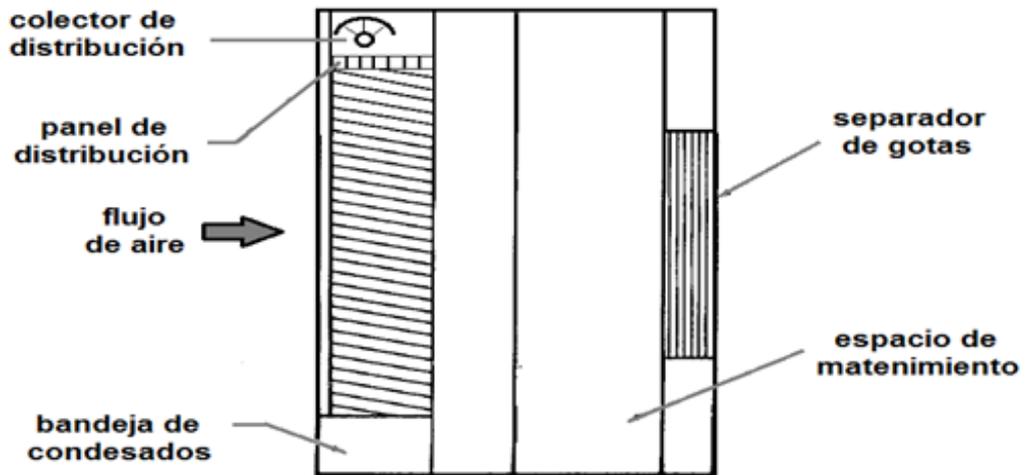


Figura 42. Esquema simplificado de un enfriador evaporativo de medio húmedo [21].

Esta disposición se debe a que de esta forma, por un lado, se evita que una parte del agua que sale del colector sea arrastrada por la corriente de aire en formas de gotas de agua, y por otro, para que el agua caiga en la parte del medio húmedo donde mayor cantidad de agua se evapora [22].

- **Panel de distribución** (*distribution pads*): está constituido por fibra de celulosa. Se sitúan entre colector de distribución y el medio húmedo. Se instalan horizontalmente sobre la sección superior del medio evaporativo. Su objetivo es distribuir el agua uniformemente sobre el medio húmedo, para de esta forma aumentar la eficiencia de la transferencia de agua.

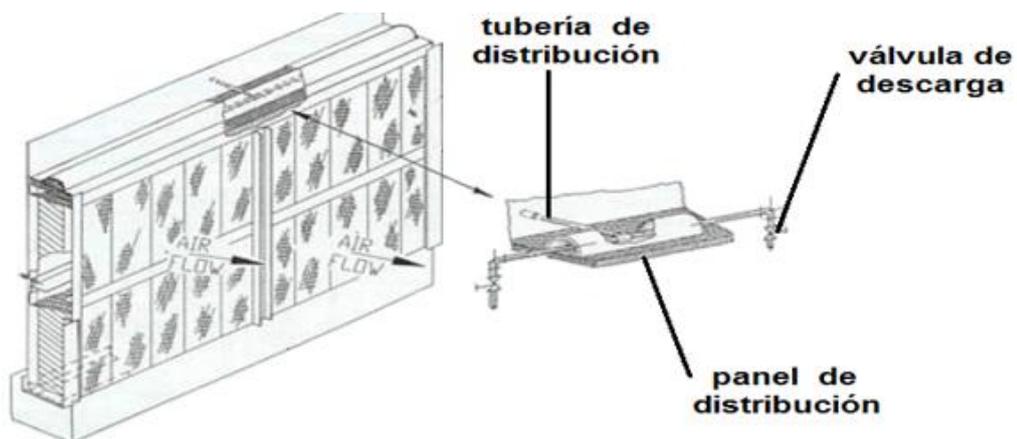
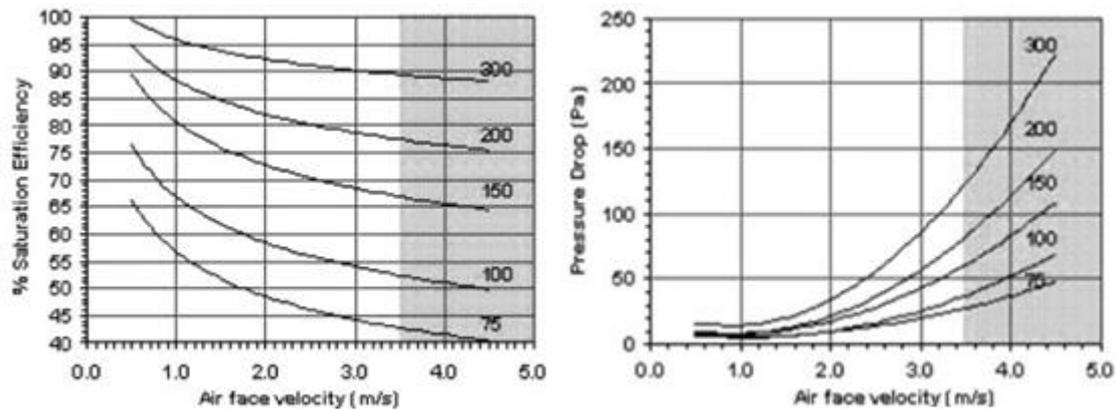


Figura 43. Panel de distribución [22].

- **Sistema de control**: se encarga de determinar cuánta agua debe bombear la bomba de recirculación y de cuánto debe ser el caudal de sangrado, el de purga y el de alimentación en cada instante. Para ello utiliza sensores que miden la composición del agua en diferentes puntos en todo momento, así como las propiedades del aire tanto a la entrada como a la salida del enfriador evaporativo.

## 4.4 Curvas características.

Estas curvas relacionan cómo varía la pérdida de carga y la eficiencia del enfriador evaporativo en función de la velocidad de paso del aire y del espesor del medio húmedo. Son proporcionadas por el fabricante. Dichas curvas se pueden ver en la figura 44.



A partir de las curvas anteriores, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- La velocidad de paso en el medio húmedo suele estar comprendida entre 1 y 4 m/s. El espesor suele estar comprendido entre 75 y 300 mm.
- A medida que aumenta el espesor del medio evaporativo, para un valor de velocidad dado, aumenta tanto la eficiencia como la pérdida de carga.
- Mientras mayor sea la velocidad, para un valor fijo del espesor del medio húmedo, mayor serán las pérdidas de carga y menor será la eficiencia. La disminución de la eficiencia es debida a que cuando aumenta la velocidad, el tiempo de residencia disminuye.

Por tanto, a priori, se podría llegar a pensar que, debido a que tanto desde el punto de vista de la eficiencia como desde el de las pérdidas de carga, interesa que la velocidad fuera lo más pequeña posible. Sin embargo, mientras menor sea el valor de la velocidad, mayor será el área de paso necesaria para transportar el mismo gasto de aire, y con ello, mayor será el tamaño, y por tanto el coste del equipo. Por lo tanto se debe llegar a una solución de compromiso a la hora de establecer la velocidad de paso. Finalmente, la pérdida de carga que se proporciona en las curvas características es sólo la debida al medio evaporativo. Para calcular las pérdidas asociadas al sistema de refrigeración, habría que sumarle a esta pérdida de carga, la pérdida asociada al separador de gotas.

## **4.5 Consideraciones sobre la calidad del agua.**

Normalmente, la composición química del agua de alimentación es diferente para cada instalación. Los principales parámetros que determinan la calidad del agua son los siguientes [23]:

- Dureza.
- Contenido en cloruros.
- Alcalinidad.
- Contenido en iones de sodio y potasio.
- PH.

En cada instalación concreta, será uno de los cinco parámetros expuestos anteriormente el más crítico, y por tanto, el que determine la tasa de sangrado.

Si el agua de alimentación es rica en minerales, se fomentará la sedimentación de estos en el medio húmedo, mientras que si el agua tiene un grado de pureza elevado, se producirá la corrosión de la estructura que sostiene el medio húmedo, así como de la bandeja de condensados y la tubería de distribución. Además, mientras más adecuada sea la calidad del agua de admisión, mayor será la vida útil de los elementos que constituyen el enfriador evaporativo. A modo de resumen, se puede decir, que la calidad del agua repercute, de manera significativa, en los siguientes aspectos:

- Depositiones de minerales en el medio húmedo.
- Corrosión en diferentes zonas del enfriador evaporativo y de álabes del compresor.
- Arrastre de agua con la corriente de aire.
- Vida útil del enfriador evaporativo.

Por estas razones, cuando se va a instalar un enfriador evaporativo, tanto para una turbina existente como de nueva implantación, se debe hacer un estudio previo acerca de la calidad del agua de admisión, ya que ésta determinará, en cierta manera, el diseño del enfriador. Además se deberá contemplar la posibilidad de que la composición del agua cambie de forma estacional, como consecuencia de las variaciones climatológicas a lo largo del año. A su vez, cuando existan varios posibles suministros de agua que pueden abastecer el sistema de enfriamiento, se deberá analizar la composición de todos ellos, así como el coste asociado a la compra de dicha agua, y al coste asociado a la eliminación o el vertido del agua de purga. La ubicación del sistema de tratamiento de aguas se puede apreciar en el esquema de la figura 45. Para el caso de un sistema de *fogging*, la ubicación del sistema de tratamiento de aguas sería la misma.

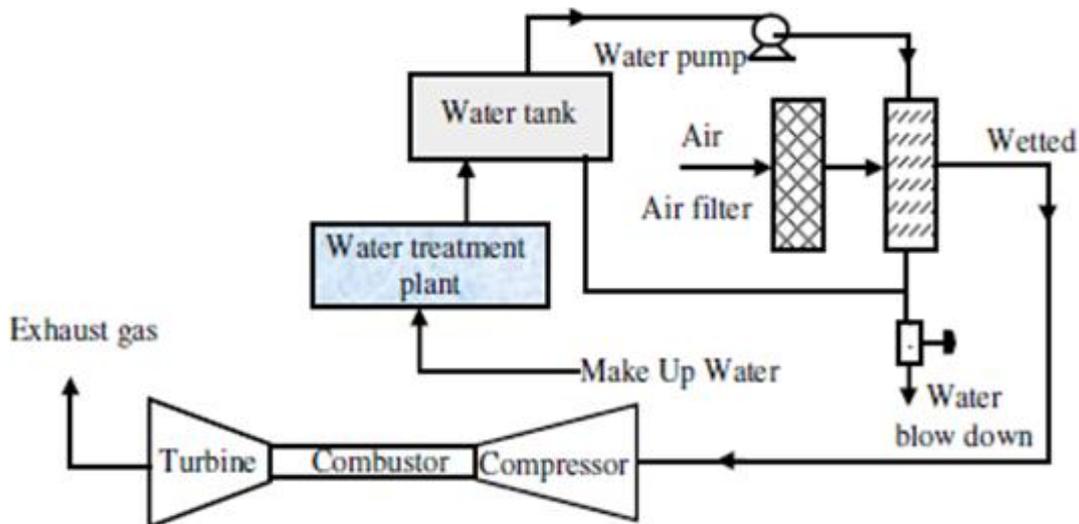


Figura 45. Ubicación del sistema de tratamiento de agua [8].

Las deposiciones de minerales sobre el medio húmedo (*scale formation*) se producen cuando los sólidos disueltos en el agua que atraviesa el medio precipitan. La formación de estos depósitos depende fundamentalmente de la temperatura, del PH, de la concentración de sólidos disueltos y de la dureza del agua de recirculación. Hay que tener en cuenta, que el agua que nutre el medio evaporativo es el agua de recirculación y no el agua de alimentación, y que la concentración de sólidos disueltos y la dureza, como se calculó en el ejemplo expuesto en el apartado 4.2, es mayor en el agua de recirculación que en el agua de admisión. Los principales efectos que producen estas deposiciones son los siguientes:

- Pérdida de efectividad, como consecuencia de la reducción de la superficie de transferencia.
- Perturbación del flujo de aire.
- Incremento de la pérdida de carga, debido al taponamiento de parte de los canales que constituyen el medio húmedo.
- Reducción de la vida útil de medio húmedo.

Las características más relevantes que deben presentar tanto el agua de admisión como la de recirculación para evitar problemas de operación se resumen en la tabla de la figura 46 [22].

Para evitar las deposiciones, se utilizan principalmente tres diferentes métodos:

- Desmineralización del agua bruta: con este método, la dureza del agua se reduce. Sin embargo, este proceso se usa en muy pocas ocasiones debido a que no es necesario conseguir un grado de pureza tan elevado. Por el contrario, y como se verá más adelante, cuando el enfriamiento evaporativo es de tipo *fogging*, es necesaria la desmineralización del agua.
- Utilizando una serie de test (*Scaling Index*) que miden la calidad del agua de recirculación. Estos test proporcionan un valor numérico cuando miden la

composición del agua. Si el valor que proporcionan está comprendido en un determinado intervalo, la formación de deposiciones no se producirá. Este el método más utilizado a la hora de controlar la posible aparición de deposiciones.

- Tratando el agua bruta con una serie de compuestos químicos que inhiben la formación de depósitos.

Componente	Unidades	Agua de alimentación	Agua de recirculación
conductividad	$\mu\text{S}/\text{cm}$	> 50	< 5000
sólidos disueltos (TDS)	ppm	> 30	< 3000
alcalinidad ( $\text{CaCO}_3$ )	ppm	> 15	< 500
dureza ( $\text{CaCO}_3$ )	ppm	> 15	< 500
metales alcalinos (Na + K)	ppm	no hay mínimo	< 550
cloruros	ppm	no hay mínimo	< 300
Sílice ( $\text{SiO}_2$ )	ppm	no hay mínimo	< 100
metales pesados (Fe + Mn + Cu + V + Pb)	ppm	< 0,2	< 1,0
hierro (Fe)	ppm	< 0,1	< 1,0
cobre (Cu)	ppm	< 0,05	< 0,5
manganeso (Mn)	ppm	< 0,05	< 0,2
aceite	ppm	< 2	< 10
sólidos en suspensión	ppm	< 5	< 30
PH	-	7 - 8,5	7 - 9

Figura 46. Requisitos del agua de admisión y de recirculación para enfriadores evaporativos de medio húmedo.

Los test que miden la posibilidad de que se produzcan deposiciones, fueron desarrollados en un principio para ser utilizados en el campo de los intercambiadores de calor de carcasa y tubo y en el campo de las torres de refrigeración. Los test más conocidos son los siguientes [22]:

- Test de Puckorius (*Puckorius Index*, PSI)
- Test de Ryznar (*Ryznar Index*, RSI)
- Test de Langelier (*Langelier Index*, LSI)

En el campo de las turbinas de gas, la deposición de material mineral se evitará siempre y cuando el valor proporcionado para el agua de recirculación por el test de Puckorius o el Ryznar sea superior a 6, o mientras que el valor que proporcione el test de Langelier sea negativo. Sin embargo, a medida que aumenta el valor que proporcionan los dos primeros métodos o que disminuye el valor proporcionado por el test de Langelier, mayor se hace el riesgo de que aparezca corrosión en diferentes elementos del enfriador, y por otro, más probable es que los materiales aglutinantes que unen las diferentes capas que constituyen el medio húmedo puedan ser disueltos, lo que supondría que el medio húmedo perdería su rigidez y se modificaría su forma. A dicho fenómeno se le conoce como *sagging*. Estas conclusiones se pueden ver más claramente en la gráfica de la figura 47 [23].

Tipo de test		Fenómeno	
PSI y RSI	LSI	Formación de deposiciones	Aparición de corrosión
3	3	extrema	nula
4	2	muy severa	nula
5	1	severa	nula
5,5	0,5	moderada	nula
5,8	0,2	insignificante	nula
6	0	inexistente	nula
6,5	-0,2	inexistente	muy pequeña
7	-0,5	inexistente	pequeña
8	-1	inexistente	moderada
9	-2	inexistente	severa

Figura 47. Fenómenos perjudiciales que afectan a un enfriador evaporativo de medio húmedo en función de la calidad del agua de recirculación.

Finalmente, en base a la tabla anterior, el rango de valores en los que debe estar comprendida el agua de recirculación para garantizar un funcionamiento adecuado está recogido en la tabla de la figura 48 [23].

tipo de test	rango adecuado de operación
PSI y RSI	6 +/- 0,5
LSI	0 +/- 0,2

Figura 48. Valores óptimos de la calidad del agua de recirculación.

Por último, se explicará cómo se calculan los índices de los que se ha estado hablando anteriormente. Para ello es necesario medir una serie de parámetros del agua en cuestión. Seguidamente, a partir de esos parámetros, con ayuda de la tabla de la figura 49 [23] se calculan una serie de coeficientes.

Conductividad		Dureza		Alcalinidad				Temperatura	
$\mu\text{S/cm}$	A	ppm de $\text{CaCO}_3$	C	ppm de $\text{CaCO}_3$	D	ppm de $\text{CaCO}_3$	E	$^{\circ}\text{F}$	B
50-300	0,1	10-15	0,7	10-15	1,1	50	7	50-56	2,3
301-1000	0,2	16-25	0,9	16-25	1,3	100	7,5	57-63	2,2
1001-3000	0,25	26-40	1,1	26-40	1,5	200	7,9	64-71	2,1
3001-5000	0,27	41-70	1,35	41-70	1,75	300	8,2	72-82	2
		71-100	1,55	71-100	1,9	400	8,4		
		101-140	1,7	101-140	2,1	500	8,5		
		141-200	1,85	141-200	2,25				
		201-250	1,95	201-250	2,34				
		251-300	2,05	251-300	2,45				
		301-350	2,12	301-350	2,52				
		351-400	2,18	351-400	2,58				
		401-450	2,24	401-450	2,63				
451-500	2,26	451-500	2,68						

Figura 49. Cálculo de coeficientes que determinan la calidad del agua.

Finalmente, el valor numérico que proporciona cada test se calcula a partir de los coeficientes que se calcularon antes. Se expondrá un ejemplo de cómo calcular dichos índices. Para ello, se supondrá que los parámetros que definen el agua en cuestión son los siguientes:

- Dureza: 306 ppm de  $\text{CaCO}_3$ .
- Concentración de sólidos disueltos (TDS): 420 ppm.
- Alcalinidad: 234  $\text{CaCO}_3$ .
- Temperatura: 19 °C.
- PH.

La conductividad es proporcional a la concentración de sólidos disueltos, y se puede estimar con la siguiente expresión,

$$\text{conductividad } (\mu\text{S/cm}) * 0,6 = \text{TDS (ppm)} \quad (31)$$

Por tanto, para el ejemplo,

$$\text{conductividad } (\mu\text{S/cm}) = 420 / 0,6 = 420 \mu\text{S/cm}$$

Con los datos anteriores, se entra en la tabla (introducir número) y se obtiene el valor de los coeficientes. De esta forma, se llega a lo siguiente;

- A = 0,2
- B = 2,1
- C = 2.12
- D = 2.34
- E = 8,0

Por último, el valor que proporciona el test de Puckorius (PSI) se calcula como,

$$\text{PSI} = 2 * \text{PH}_s - E \quad (32)$$

El coeficiente  $\text{PH}_s$  se calcula como,

$$\text{PH}_s = 9,3 + (A + B) - (C + D) \quad (33)$$

Para el ejemplo con el que se está trabajando,

$$\text{PH}_s = 9,3 + (0,2 + 2,1) - (2,12 + 2,34) = 7,14$$

$$\text{PSI} = 2 * 7,14 - 8 = 6,28$$

Si se compara el valor obtenido con el de la tabla de la figura 48, se ve que el agua que ha sido analizada no presentará problemas asociados a la deposición de minerales en el medio húmedo ni tampoco problemas asociados a la corrosión. Análogamente, se pueden calcular los valores proporcionados por los test de Ryznar (RSI) y de Langelier (LSI). El proceso del cálculo de coeficientes es el mismo que para el caso anterior, y la expresión [23] que proporciona el valor determinado por cada test sería,

$$RSI = 2 * PH_s - PH \quad (34)$$

$$SI = PH - PH_s \quad (35)$$

Finalmente, durante el primer año de funcionamiento del enfriador a partir de que es instalado, este tipo de test se debe realizar semanalmente, mientras que se deberá realizar de forma mensual, cuando el enfriador lleva instalado más de año.

## **4.6 Otras consideraciones.**

El coste de compra e instalación de estos sistemas se expresa en unidades de euros por cada MW de potencia extra que proporciona la turbina como consecuencia de la refrigeración del aire de admisión. Este se puede estimar entre 25 y 60 €/kW [24]. La potencia eléctrica consumida por el sistema de enfriamiento se conoce como carga parásita (*parasitic load*). En el caso de un enfriador evaporativo de medio húmedo coincide con la potencia consumida por la bomba. La potencia parásita se expresa en términos del porcentaje que representa ésta frente al aumento de potencia que se produce cuando se está refrigerando el aire de admisión. Su valor está comprendido entre el 0,3 y el 0,5% [24]. El payback asociado a la implantación de dicho sistema depende de diversos factores, pero suele estar comprendido en torno a dos años.

A pesar de las consideraciones expuestas en el apartado 4.5, en la gran mayoría de los casos, basta con que el agua de alimentación del enfriador evaporativo sea un agua potable, y no es necesario ningún tipo de tratamiento adicional. Por otra parte, otro parámetro que se debe controlar es la proliferación de microorganismos tanto en el medio húmedo como en la bandeja de condensados. Por esta razón, se debe evaluar la calidad del agua con la que trabaja el enfriador de forma periódica.

Estos sistemas, como ya se comentó anteriormente, son más adecuados en climas donde la temperatura exterior es elevada y la humedad relativa es pequeña. La presencia del medio húmedo lleva asociada una pérdida de carga. Esta pérdida de carga se producirá tanto si el sistema de enfriamiento del aire está funcionando como si no lo está. Por esta razón, estos sistemas suelen estar trabajando de forma continua, ya que de no hacerlo, se estaría reduciendo la potencia que desarrolla la turbina, y no se conseguiría ningún tipo de beneficio.

Finalmente, el tiempo de instalación de estos equipos está comprendido entre 5 y 7 días. Su instalación requiere la modificación de la caja de filtros. La vida útil del medio húmedo

es del orden de 3 a 4 años [20]. Los fallos asociados a su instalación y mantenimiento más comunes son los siguientes:

- Tratar el agua con compuestos químicos no autorizados por el fabricante del medio húmedo.
- Que el nivel del agua en el la bandeja de condensados supere el máximo permitido.
- Obstrucción de los orificios presentes en el colector de distribución. También pueden aparecer fugas de agua en dicho colector. Ambos fenómenos provocarán que el agua no se distribuya uniformemente sobre el medio húmedo, lo que se traducirá en una pérdida de efectividad y un mayor arrastre de agua.
- Daños al medio húmedo durante su proceso de instalación. dicho material es frágil y podría resultar dañado, principalmente en sus bordes, si se fuerza para colocarlo en su posición.
- Fugas de aire. Ocurren cuando una parte del aire que atraviesa el enfriador no pasa a través del medio húmedo. Como consecuencia, la efectividad disminuye y la pérdida de carga aumenta.
- Deposición de minerales en el medio húmedo.

## 5 Enfriadores evaporativos de *fogging*.

### 5.1 Descripción de la tecnología.

El objetivo de un sistema *fogging* es similar al de enfriador evaporativo de medio húmedo, es decir, conseguir reducir la temperatura de la corriente de aire aumentando la humedad de la misma. Sin embargo, el procedimiento mediante el que se ponen en contacto el agua y el aire es diferente. De esta manera, un sistema de *fogging* lo que hace es pulverizar una corriente de agua. El consumo de agua de estos sistemas se obtiene de la misma forma con la que se calculó la tasa de evaporación para enfriadores de medio húmedo. Por otro lado, la eficiencia conseguida es mayor, pudiéndose incluso alcanzar valores de hasta el 100% de humedad relativa.

Para llevar a cabo dicha atomización, el sistema de *fogging* se ayuda de una serie de inyectores. El objetivo de dicha atomización reside en desintegrar el agua en una serie de pequeñas gotas, para de esta forma aumentar la superficie de transferencia entre el agua y el aire, y con ello favorecer la evaporación. De esta forma [28], una gota con un diámetro de 10 micras tiene sólo el 13% de la masa de una gota de 20 micras. De la misma manera, una cierta masa de agua constituida por gotas de 10 micras de diámetro, tiene 4 veces más superficie de contacto que la misma masa dividida en gotas de 20 micras de diámetro. El tamaño de gota producido no es uniforme, y depende de varios factores (apartado 5.3).

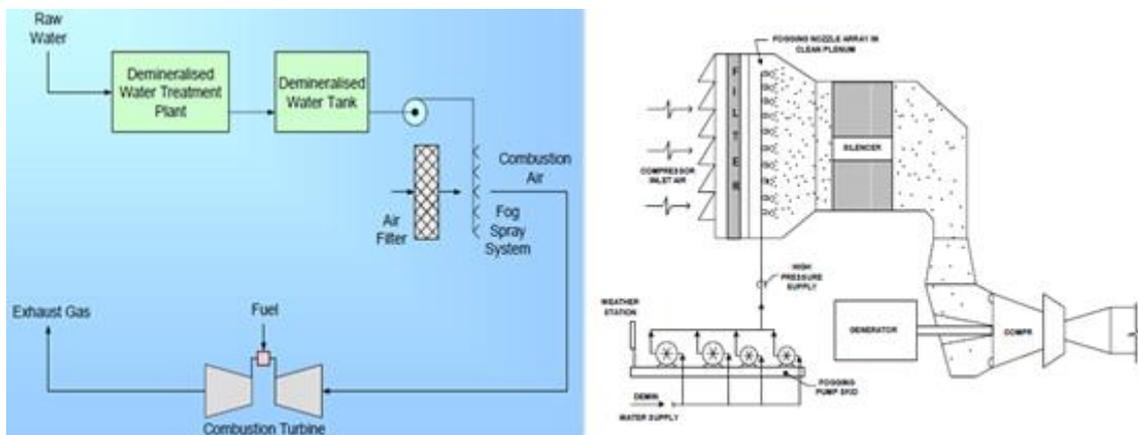


Figura 50. Esquemas generales de un sistema de *fogging* [31, 36]

Por lo tanto, interesa que el tamaño de las gotas sea lo más pequeño posible. Además, mientras menor sea éste, antes se evaporarán, y por tanto, menor probabilidad existirá de que estas gotas puedan llegar a impactar con los álabes de las primeras coronas del compresor. No obstante, a pesar de que interesa que el tamaño de las gotas sea lo más pequeño posible y de que el tamaño disminuye cuando se reduce el diámetro del orificio del inyector, si el diámetro de dicho orificio es muy pequeño, podría obstruirse. Por tanto, se debe llegar a una relación de compromiso a la hora de determinar el tamaño del orificio.

De esta manera, un sistema de *fogging* convierte la presión del agua en velocidad cuando se hace pasar el agua por un pequeño orificio, originando un chorro de salida cuya forma se asemeja a la superficie de un cono. La presión del fluido se consigue mediante un sistema de bombeo, y suele estar comprendida entre 69 y 207 bar, mientras que el tamaño de las gotas está comprendido entre 5 y 60 micras [27].

## 5.2 componentes del sistema.

Los principales elementos que constituyen un sistema de *fogging* son los siguientes:

- **Inyectores:** son una especie de boquillas, cuya función es atomizar el agua. Para evitar posibles problemas asociados a la corrosión los inyectores están constituidos por acero inoxidable 316. Por otra parte, presentan un orificio para permitir el paso del agua que tiene un diámetro que suele estar comprendido [25] entre 0,13 y 0,17 mm. En total, en cada turbina suele haber cientos de ellos, y cada uno de ellos produce miles de gotas por segundo [27]. El caudal que circula por cada inyector está comprendido entre 7 y 18 l/h [28]. Los tipos de inyectores más utilizados se describen en el apartado 5.4.



Figura 51. Colocación de los inyectores en forma de V [14, 30].

La distribución con la que los inyectores deben ser colocados no es una cuestión trivial. De esta forma, los inyectores se deben ubicar de forma que garanticen que las gotas se distribuyan uniformemente. De lo contrario, mayor cantidad de gotas alcanzarán el compresor. Una distribución muy utilizada es la que tiene forma de V. Dicha distribución se observa en la imagen de la figura 51. Por otra parte, el número de inyectores también juega un papel relevante. Para una demanda de agua dada, mientras mayor sea el número de inyectores, menor caudal de agua atravesará a cada uno de ellos, produciendo una neblina más

uniforme, y favoreciendo la absorción del agua por parte del aire, aunque más elevados serán los costes de compra y mantenimiento. De la misma manera, para la misma demanda de agua y misma presión de servicio, a menor número de inyectores, mayor deberá ser el orificio de cada uno de ellos, y por tanto mayor el tamaño de las gotas que produce.

- **Sistema de bombeo:** constituido por un conjunto de bombas que se montan sobre una plataforma (*skid*). Dicha plataforma se encuentra fuera del conducto de admisión y a nivel del suelo, y debe colocarse lo más cerca posible de los inyectores. Debido a que las bombas mueven un caudal pequeño y proporcionan una relación de compresión elevada, las bombas utilizadas suelen ser volumétricas. Dichas bombas pueden ser todas del mismo tamaño, o de diferente tamaño cada una. La primera opción que se ha citado reduce los costes de mantenimiento debido a que todas las bombas utilizan el mismo material de repuesto, mientras que la segunda opción presenta un coste inicial menor, debido a que el número de bombas requerido es menor.

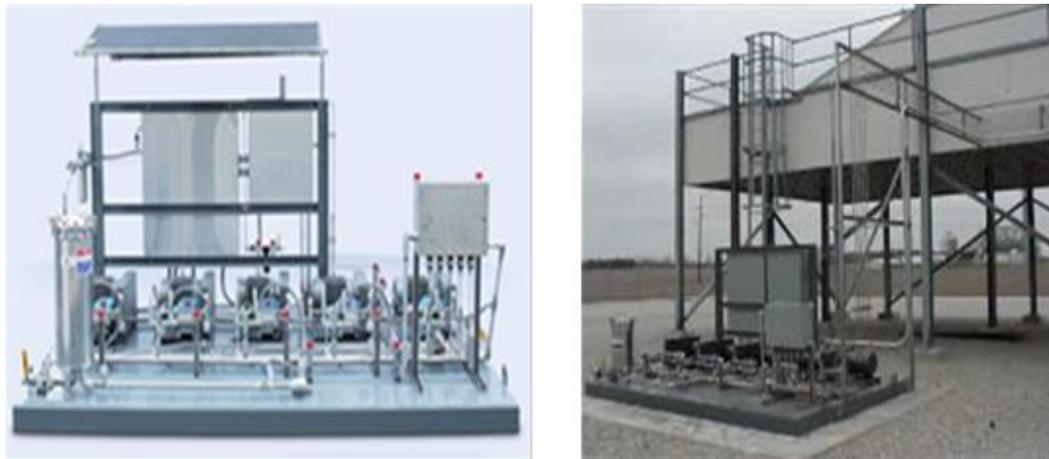


Figura 52. Sistema de bombeo de sistema de fogging [28].

Cada una de las bombas que conforman el sistema de bombeo alimenta a un grupo de inyectores. A cada grupo de inyectores que son alimentados por la misma bomba junto con dicha bomba se le denomina etapa [25]. Para reducir los problemas asociados al mantenimiento de las bombas así como para que la vida útil de las mismas no se vea mermada de manera significativa, se recomienda que la velocidad de giro de las bombas no exceda las 600 rpm [26].

- **Un sistema de control:** que consta de sensores de temperaturas y de una humedad y de un PLC. Miden en cada instante la temperatura exterior y la depresión de bulbo húmedo para decidir el número de etapas que tienen que funcionar. El sistema de control también monitoriza otros parámetros como la presión de operación o el caudal que mueve cada bomba, y emite señales de alarma si dichos parámetros se salen fuera de un cierto rango. El sistema de control se abordará con mayor profundidad en el apartado 5.5.
- **Colectores de inyectores (*nozzle manifold*):** son una especie de tuberías en la que se encuentran ubicados los inyectores.

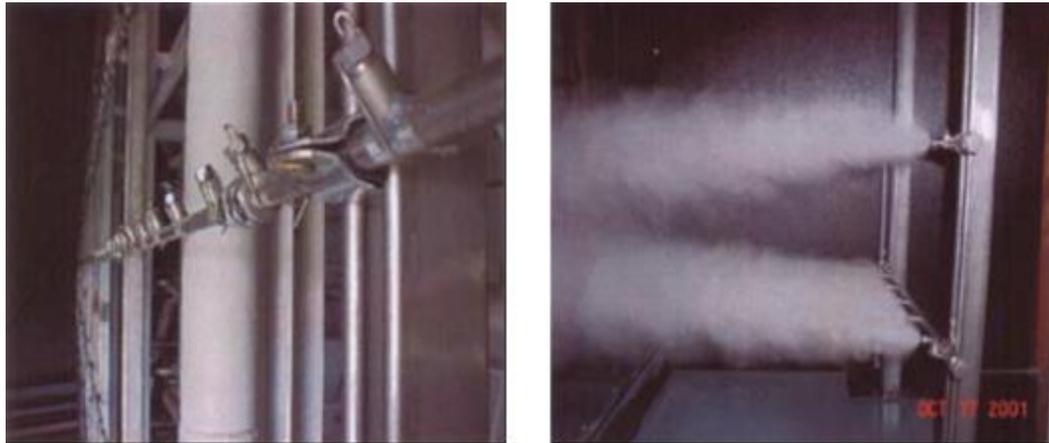


Figura 53. Colectores de inyectores [28, 14].

- **Colectores de distribución** (*distribution manifold*): llevan el agua desde las bombas hasta los colectores de inyectores. La pérdida de carga que los caracteriza es muy pequeña, del orden de 5 Pa. Están fabricados con acero inoxidable.

### **5.3 Parámetros de operación.**

El tamaño de la gota depende de la presión de suministro, de la velocidad de la corriente de aire, del caudal de agua que circula por cada inyector, de la distancia de la gota al orificio (tanto en la componente axial como en la radial), y en menor medida de otros parámetros como pueden ser la temperatura y humedad del ambiente, o la temperatura del agua de suministro [27]. Incluso cuando todos estos parámetros están definidos, el tamaño de la gota no es uno fijo, sino que está constituido por una distribución de diferentes tamaños. Por este motivo se definen diferentes diámetros representativos, que tratan de proporcionar una idea orientativa del tamaño de las gotas.

Los diámetros representativos más utilizados son el  $Dv_{90}$  o el SMD (*Sauter Mean Diameter*). El  $Dv_{90}$  se define como el diámetro para el que el 90% del volumen del agua tiene un diámetro igual o inferior al valor proporcionado. De esta forma, si el  $Dv_{90}$  fuera de 20 micras, el 90% de las gotas tendrán un diámetro igual o inferior a 20 micras. El SMD se conoce también con el nombre de  $D_{32}$ . Aunque menos utilizados, también existen otros diámetros representativos como son el  $Dv_{10}$ ,  $Dv_{50}$ ,  $D_{21}$ ,  $D_{32}$  o  $D_{43}$ . En la gráfica de la figura 54 se muestran dos diferentes distribuciones de tamaños [29].

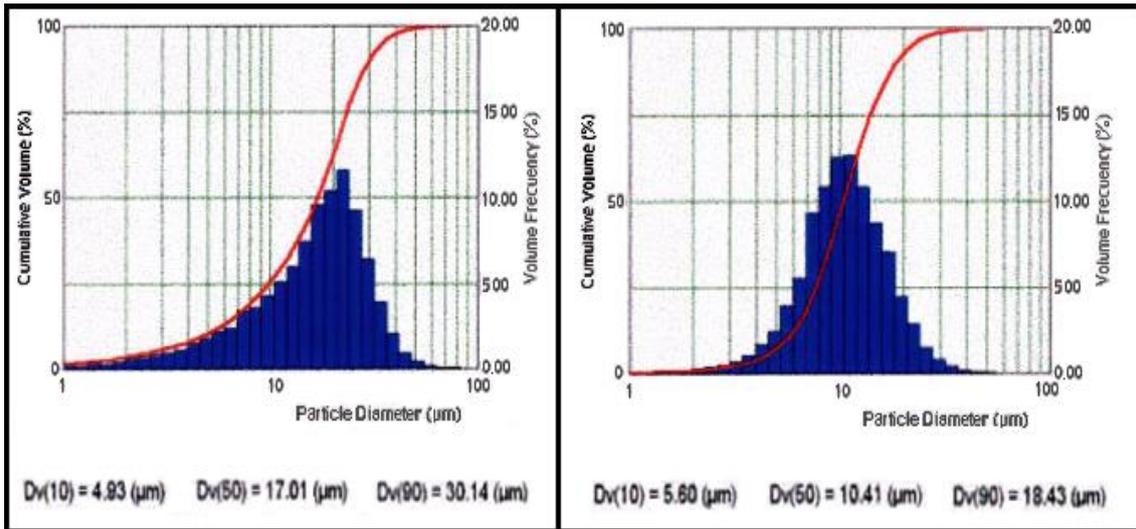


Figura 54. Distribuciones de tamaño de un sistema de fogging [29].

A continuación, se analiza cómo influyen diferentes parámetros en el tamaño de la gota:

- Caudal de agua:** para establecer dicha dependencia, se introduce la gráfica de la figura 55. En dicha gráfica se observa cómo varía el tamaño de la gota (medido mediante el Dv90 y el D32) en función del agua que circula por cada inyector, para diferentes valores de la velocidad de la corriente de aire y para diferentes distancias de medida con respecto a la boquilla, manteniendo constante la presión. Como puede observarse, mientras mayor es el caudal, mayor es el tamaño de las gotas.

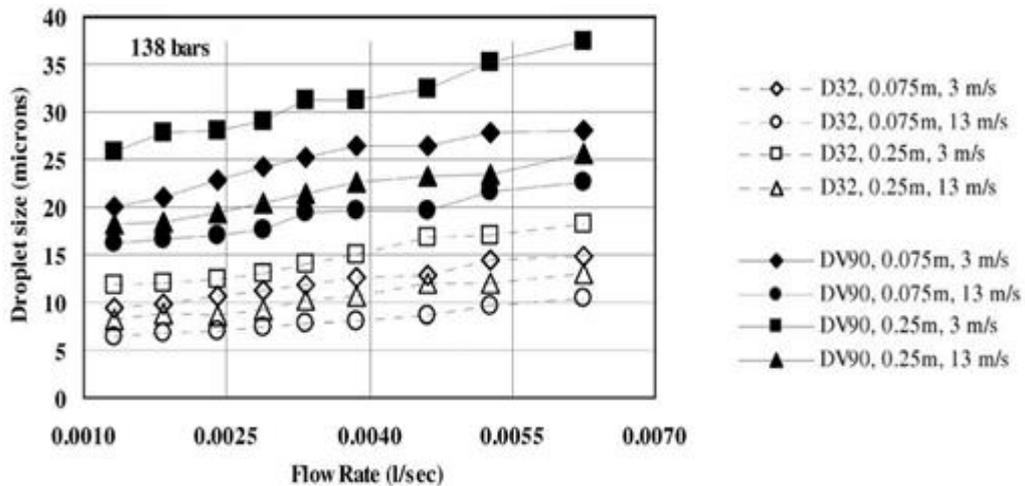


Figura 55. Dependencia del tamaño de las gotas con el caudal [27].

- Velocidad de la corriente de aire:** el tamaño de la gota disminuye cuando aumenta la velocidad de la corriente de aire, dicha conclusión se puede observar en la siguiente gráfica de la figura 56, para dos tipos de inyectores diferentes [27].

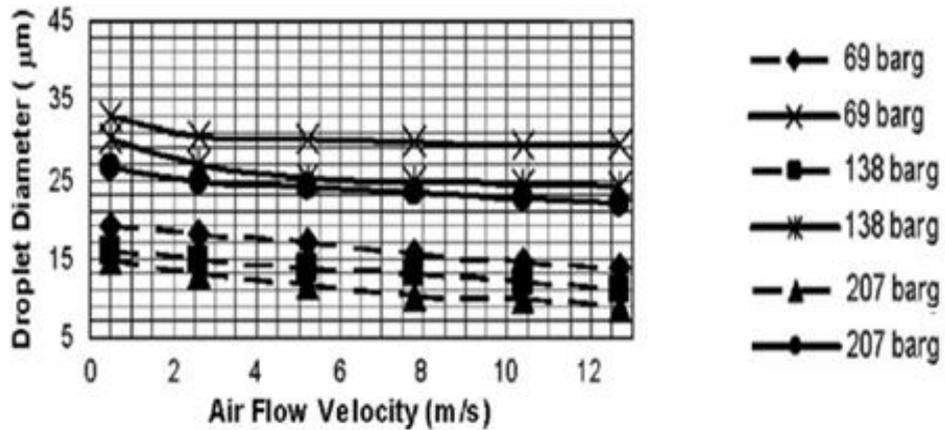


Figura 56. Dependencia del tamaño de las gotas con la velocidad del aire [27].

- Presión de suministro:** el tamaño de la gota es inversamente proporcional a la presión. Algunos autores [25], determinan que el diámetro de la gota es proporcional a la raíz cuadrada de la presión. Por tanto, ambas variables quedan relacionadas mediante la siguiente expresión,

$$D = \frac{k}{\sqrt{P}} \quad (36)$$

Donde k es una constante que es diferente para cada inyector. Otros autores [27], proponen otra expresión matemática para expresar dicha relación, que es la siguiente,

$$D = P^{-A} \quad (37)$$

Donde A es un coeficiente que varía entre 0,1 y 0,5. De la misma manera, cuando aumenta la presión y el resto de parámetros se mantienen constantes, el caudal de agua inyectada aumenta. Ambas conclusiones se pueden observar en la siguiente gráfica de la figura 57.

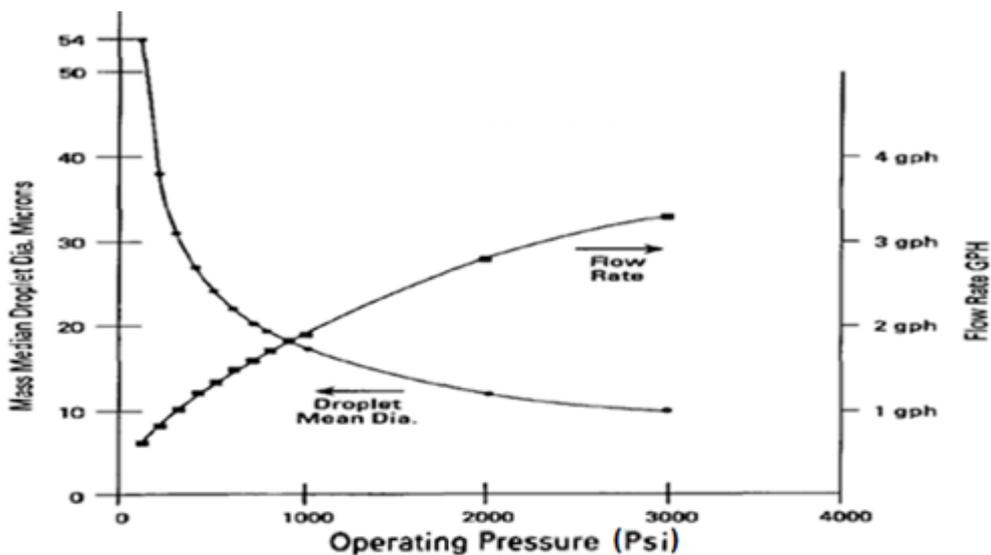


Figura 57. Dependencia del tamaño de las gotas con la presión [25].

Finalmente, y apoyándose en la gráfica anterior, se puede decir que la disminución del tamaño de la gota es bastante significativa cuando la presión aumenta hasta una presión de 138 bar (2000 Psi). A partir de dicha presión, este efecto es menos acusado.

- **Distancia con el orificio de salida:** el tamaño de las gotas también depende de la distancia axial con el orificio. De esta manera, el tamaño de las gotas va aumentando a medida que aumenta dicha distancia. Esto se debe, por un lado, a que parte las gotas de menor tamaño se unen para formar otras más grandes (fenómeno de coalescencia), y por otro a que las gotas de menor tamaño se evaporan antes. Estas conclusiones se pueden ver en la siguiente gráfica de figura 58 [27].

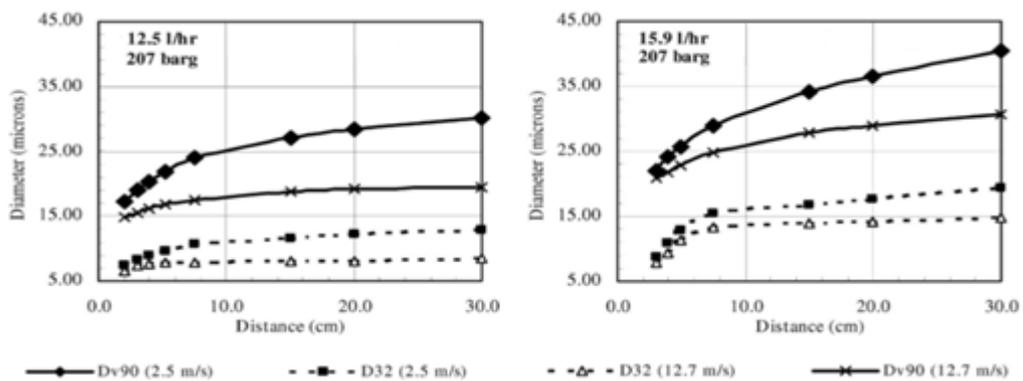


Figura 58. Dependencia del tamaño de las gotas con la distancia axial con el inyector [27].

Sin embargo, la distribución de tamaños de gota no sólo depende de la distancia axial con el inyector, sino que también varía con la distancia radial. De esta forma, las gotas más pequeñas tienden a quedarse en el centro de la neblina, mientras que las de mayor tamaño tienden a ubicarse en la periferia [29]. Dicha conclusión se refleja en la figura 59.

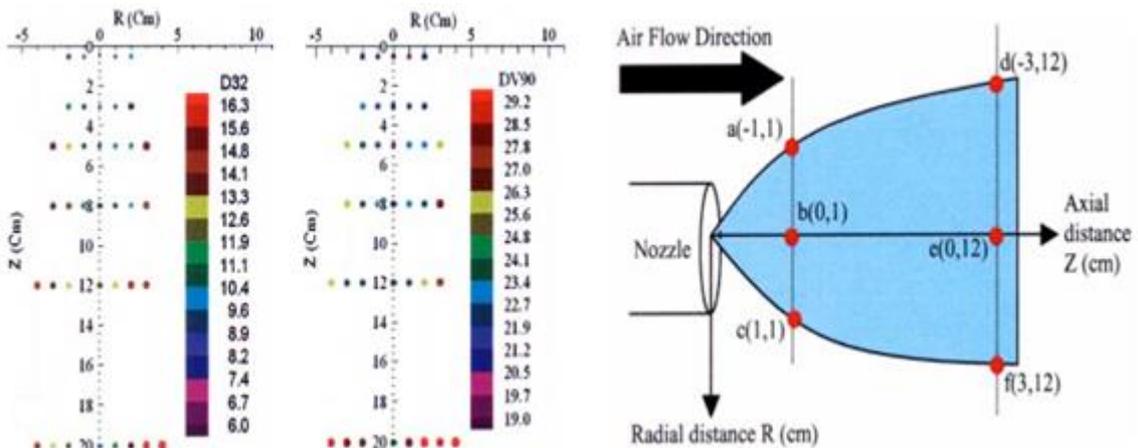


Figura 59. Dependencia del tamaño de las gotas en función de la distancia radial con el inyector [29].

Cuando un fabricante de inyectores define el tamaño de la gota que produce dicho inyector, debe especificar qué diámetro representativo está midiendo (Dv90 o D32) o bien proporcionar la distribución de tamaños. Además, debe especificar todas las condiciones en las que se ha realizado dicha medición (caudal de agua que atraviesa el inyector, presión,...). A día de hoy, no existe un método estandarizado por lo que cada fabricante mide la calidad de los inyectores bajo diferentes condiciones. Por este motivo, al futuro cliente le resulta difícil comparar entre la oferta proporcionada por diferentes fabricantes.

## **5.4 Tipos de inyectores.**

En la actualidad los inyectores más utilizados son los denominados inyectores de impacto (*impaction-pin nozzles*) y los conocidos como inyectores de remolino (*swirl nozzles*). Ambos inyectores se colocan por mediación de una rosca en los diferentes adaptadores que salen de los colectores. Aunque el principio de funcionamiento de ambos tipos es el mismo, presentan una serie de diferencias referentes a sus soluciones técnicas de diseño y a su comportamiento. En los inyectores de impacto se coloca un anillo de sellado y una especie de superficie filtrante que evita una posible obstrucción del inyector. Por otra parte, estos inyectores incorporan una aguja de impacto (*impaction pin*), cuyo extremo se coloca a una cierta distancia de la boquilla, y que es la responsable de proporcionar la forma cónica al flujo de agua.

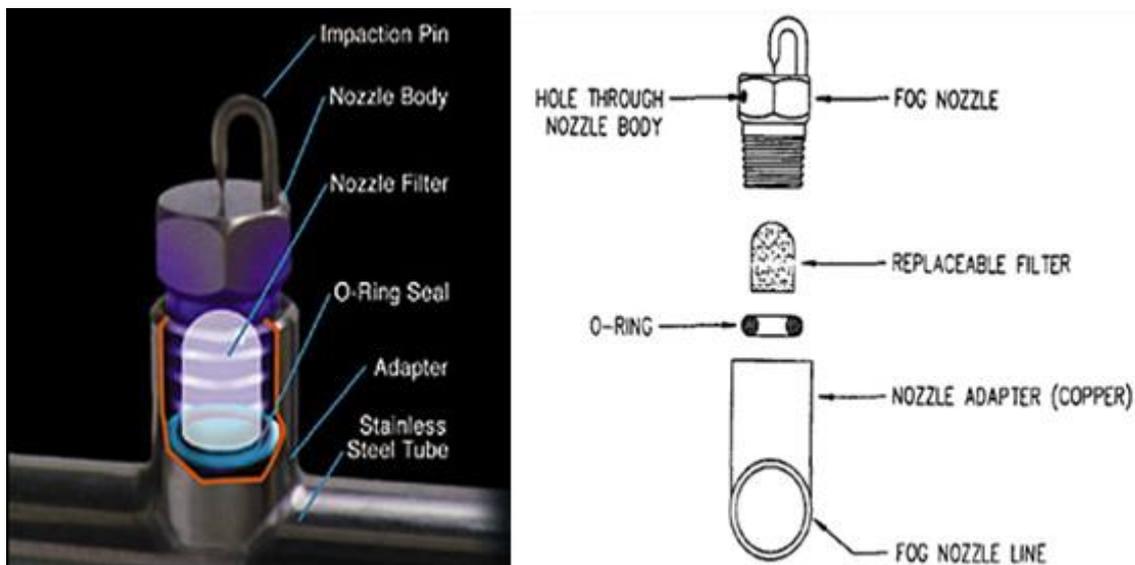


Figura 60. Inyectores de impacto. Cortesía de Mee Industries Inc (izquierda), [25] (derecha).

Los inyectores de remolino incorporan una cámara de turbulencia a través de la cual se hace pasar el agua. El agua atraviesa dicha cámara describiendo una trayectoria helicoidal. Finalmente el agua sale por el orificio de salida que es concéntrico a la cámara de turbulencia. La forma cónica del agujero condiciona de manera significativa la forma de la nube. En la figura 61, se puede ver la forma real de los tipos de inyectores así como la nube que crea cada uno de ellos.

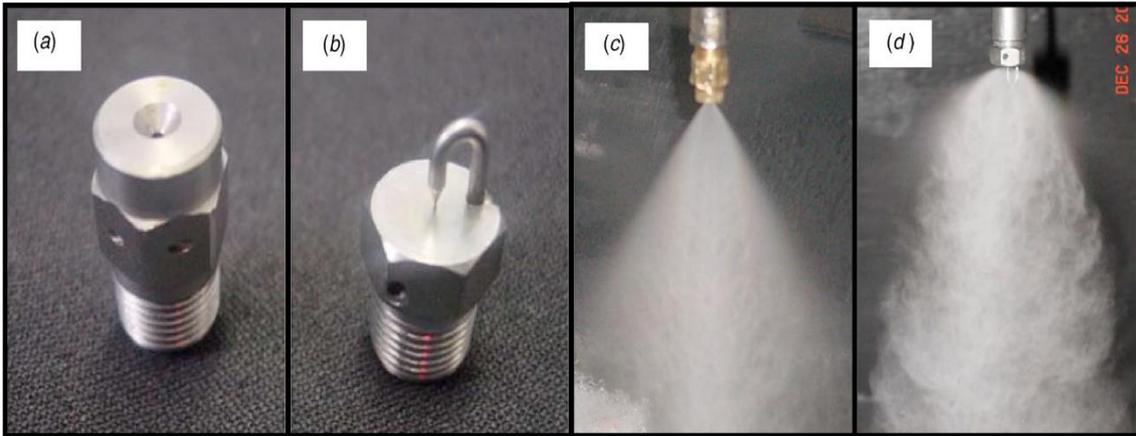


Figura 61. Inyector de remolino (a), inyector de impacto (b), nube generada por inyector de impacto (c), nube generada por inyector de remolino (d) [30].

Para la misma presión, los inyectores de impacto proporcionan un tamaño de gota menor. Esto es debido a que los inyectores de remolino llevan asociada una pérdida de carga más elevada. Dicho en otras palabras, los inyectores de remolino utilizan más energía para construir la forma cónica del chorro de salida, y por lo tanto, tienen menos energía disponible para la formación de gotas. Por otro lado, el caudal proporcionado por los inyectores de remolino es menor al proporcionado por los de impacto para el mismo diámetro del orificio y misma presión. Esta conclusión se refleja en la figura 62. Por todas las razones que se han comentado, se puede decir que se aconseja la utilización de los inyectores de impacto.

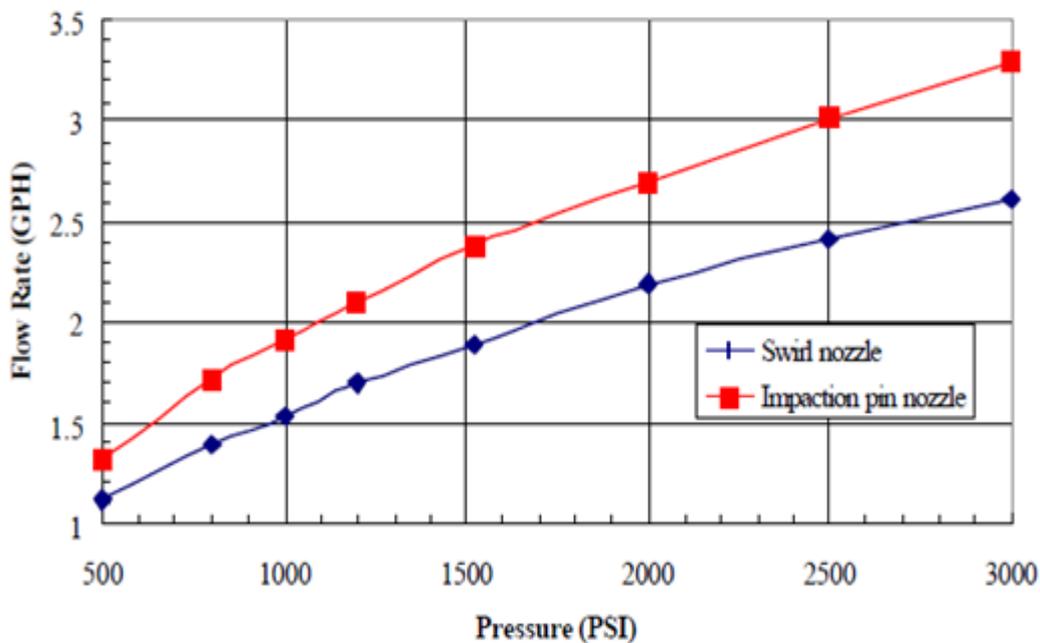


Figura 62 Caudal de agua en función de la presión para diferentes tipos de inyectores [26].

## **5.5 Sistema de control.**

En este apartado se analiza la forma en la que trabaja y toma las decisiones el sistema de control. Para regular la cantidad de agua que se inyecta en la corriente de aire, el sistema de control determina cuantas de estas etapas deben estar funcionando en cada momento. Por tanto, se realiza un control discreto. Por ejemplo, si el salto de temperatura máxima que se puede enfriar el aire son 11,1 °C, y el sistema de bombeo está compuesto por un total de cuatro bombas, cada una de ellas proporciona una disminución de 2,8 °C. Si ahora el salto que se quiere conseguir es de 8,9 °C, sólo tres de las cuatro bombas funcionarán, y el salto térmico que se enfriará el aire será de 8,4 °C. En la tabla de la figura 63 [25], se aprecia cómo el sistema decide el número de etapas que deben estar funcionando para distintas horas de un mismo día.

<b>Hora del día</b>	<b>Temperatura de bulbo seco (°C)</b>	<b>Temperatura de bulbo húmedo (°C)</b>	<b>Depresión de bulbo húmedo (°C)</b>	<b>Número de etapas activas</b>	<b>Salto enfriado (°C)</b>
9:00	21,1	20	1,1	0	0
10:00	23,9	20,6	3,3	1	2,8
11:00	26,7	21,1	5,6	2	5,6
12:00	30	21,1	8,9	3	8,4

*Figura 63. Algoritmo de control en sistemas de fogging.*

Como se puede observar, el sistema de control siempre se sitúa del lado de la seguridad. Es decir, el número de etapas que está funcionando se elige para evitar sobrecargar la corriente, y de esta forma evitar dañar el compresor.

Por otra parte, se puede decir que a mayor número de etapas, mayor grado de precisión, pero mayor es el coste del sistema de bombeo. No obstante, debido a la complejidad intrínseca que caracteriza el fenómeno de evaporación y a la tolerancia que introduce el equipo de medida, no tiene sentido que el salto térmico que proporciona cada etapa sea inferior a 0,6 °C [26], porque no se tiene la certeza de que se vaya a alcanzar la temperatura objetivo o de si va a sobrecargar el flujo (con las consecuencias que ello conlleva).

Otra opción para controlar el sistema *fogging* es que las bombas giren a velocidad variable es decir, que incorporen un variador de frecuencia. Sin embargo, en la práctica, esta opción, a día de hoy, apenas se utiliza debido a su mayor coste, a que requiere un mayor grado de mantenimiento y supervisión, y a que no se requiere un grado de precisión tan elevado [26].

## 5.6 Ubicación del sistema de fogging.

El sistema de *fogging*, puede ser instalado o bien aguas arriba del sistema de filtración o bien aguas abajo. La primera ubicación se elige cuando la concentración de polvo presente en el ambiente es muy elevada. Entre el *fogging* y el sistema de filtración se coloca un separador de gotas que arrastra aproximadamente la mitad del agua que se inyecta, una vez que esta agua ha capturado gran parte del polvo. La otra mitad del agua inyectada es absorbida por la corriente de agua, aumentando la humedad relativa, y disminuyendo la temperatura del aire. Como consecuencia, disminuye la frecuencia con la que los elementos que constituyen el sistema de filtración deben ser limpiados, y además se alarga la vida útil de éstos. Sin embargo, a pesar de que en un principio el *fogging* se solía colocar siempre en esta ubicación, a día de hoy esta ubicación no es la más utilizada. Esto se debe a que la ubicación en cuestión requiere un mayor número de inyectores y un mayor consumo de agua, y por lo tanto un mayor coste de operación y de instalación.

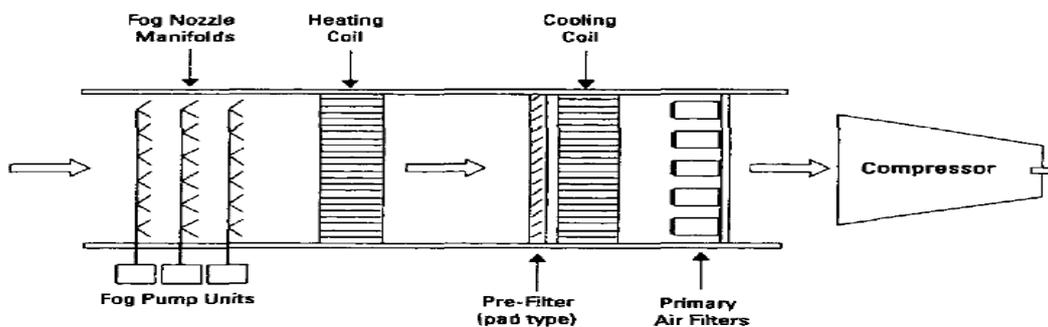


Figura 64. Ubicación del sistema de fogging aguas arriba del sistema de filtración [25].

La otra opción es colocarlos aguas abajo. En este caso, a su vez, el sistema de *fogging* se puede colocar aguas arriba o aguas abajo de los silenciadores. Normalmente, se suele ubicar aguas arriba, para de esta forma aumentar el tiempo de residencia de las gotas (que suele ser del orden de uno o dos segundos), disminuyendo así la posibilidad de que gotas de agua lleguen al compresor. No obstante, en ciertas ocasiones estos sistemas se colocan aguas abajo del silenciador. En este caso, al sistema de *fogging* se le conoce como compresión húmeda, debido a que se persigue que una parte de las gotas de agua sean absorbidas por el compresor. Dicho sistema se abordará con mayor profundidad en el apartado 6.

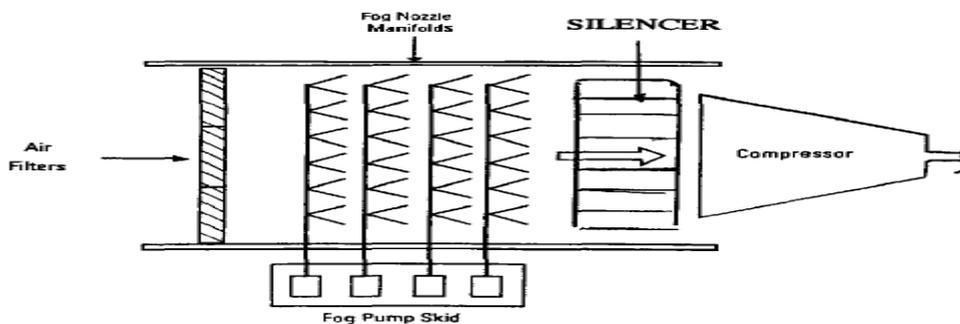


Figura 65. Ubicación del sistema de fogging aguas abajo del sistema de filtración [25].

## 5.7 Tratamiento del agua.

Si bien para el caso del enfriador evaporativo de medio húmedo, el agua de alimentación podía ser agua potable, en el caso de un sistema de *fogging* esto no es posible. El agua de admisión debe ser agua desmineralizada. Los dos métodos que se utilizan para conseguir dicha desmineralización son la osmosis inversa y el intercambio iónico. Si la calidad del agua no es la correcta, aparecerá un problema de corrosión en la cámara de combustión y primeras coronas de turbina y un problema de ensuciamiento en el compresor. Debido al tratamiento que requiere el agua utilizada en sistemas de *fogging*, su precio es más elevado que el del agua utilizada en los sistemas de medio húmedo. Sin embargo, la cantidad de agua que consume un sistema de *fogging* es menor, ya que no es necesario realizar sangrado. En la figura 66 se puede observar cómo varía el consumo de agua en función de la potencia nominal de la turbina, cuando se está enfriando aire ambiente a una temperatura de bulbo seco de 36 °C, y una de bulbo húmedo de 25 °C, hasta unas condiciones donde la temperatura de bulbo seco es igual a 25,5 °C (siendo la humedad relativa igual al 96%).

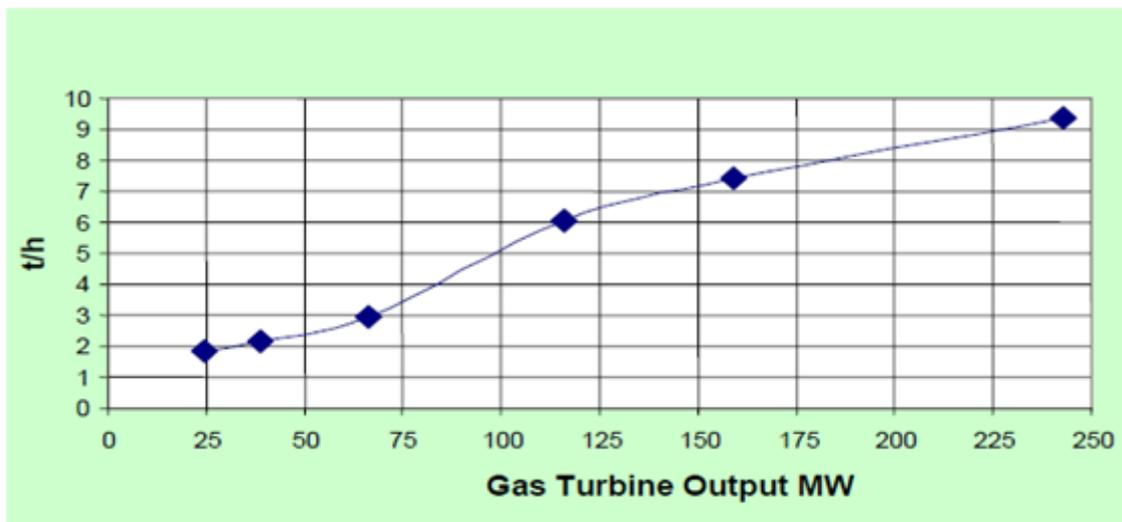


Figura 66. Consumo de agua de un sistema de *fogging* en función de la potencia nominal de la turbina [31].

Por otra parte, es necesario que las tuberías que distribuyen el agua desde el sistema de tratamiento de agua hasta el sistema de bombeo estén construidas con acero inoxidable. El agua de alimentación debe cumplir con los requisitos que se detallan en la siguiente tabla de la figura 67.

Parámetro	Valor
PH	6,5 - 7,5
Sólidos totales	< 5 ppm
Metales alcalinos	< 0,5 ppm
Sílice	< 0,1 ppm
Cloruros	< 0,5 ppm
Sulfatos	< 0,5 ppm
conductividad	0,1-1,0 micro-mho/cm

Figura 67. Calidad del agua en sistemas de *fogging* [31, 44].

## **5.8 Problemas derivados del uso del fogging.**

**Fouling:** este proceso se produce (con mayor o menor intensidad) en todas las turbinas de gas, con independencia de que lleven incorporado un sistema *fogging* o no. Es necesario distinguir entre la niebla (*fog*) que se produce de forma natural en el aire exterior (normalmente durante la madrugada) que es susceptible de penetrar en la turbina y la niebla que se produce de manera artificial mediante un sistema *fogging*. De esta forma, mientras que la entrada de la primera acarrea la aparición de *fouling*, la segunda no tiene por qué. No obstante, si el sistema de *fogging* no ha sido diseñado y ubicado correctamente, las gotas de agua producidas podrían fomentar la aparición de *fouling*.

**Erosión:** las gotas impactan en las coronas de álabes pudiendo incluso eliminar el recubrimiento de éstos (*coating distress*). En sistemas de compresión húmeda, que se analizarán posteriormente, el coste asociado a la reposición y mantenimiento de los recubrimientos es mayor que en el caso de *fogging*. Sin embargo, los ingresos obtenidos por el aumento de potencia y de rendimiento superan los gastos asociados a los recubrimientos. Algunos autores [27], sostienen que la erosión se evitará siempre y cuando el valor del  $Dv_{90}$  sea inferior a 20 micras.

**Distorsión de temperaturas de entrada al compresor:** si la temperatura de entrada a la primera corona del compresor no es uniforme, la admisión de aire tampoco será uniforme. Esto podría derivar en un problema en las primeras coronas del compresor. Aunque los inyectores se colocan de una forma que garantizan la uniformidad de temperatura del flujo, el problema se presenta cuando el sistema de *fogging* tiene que trabajar con una carga inferior a la nominal (normalmente en estaciones diferentes al verano). En este caso, sólo una parte de las etapas funcionarán, y es muy probable que no se consiga un enfriamiento uniforme.

**Bombeo del compresor:** suele representar un problema más destacado en los sistemas de compresión húmeda. La entrada de agua al compresor puede desplazar los puntos del mapa del compresor, alcanzando la línea de bombeo. Se puede decir, que no se presentarán problemas asociados al bombeo siempre y cuando la cantidad de agua que entra al compresor es inferior al 0,8% del gasto de aire.

**Corrosión del conducto de admisión:** este fenómeno se presenta por la naturaleza agresiva del agua desmineralizada. Dicho problema puede ser mitigado con un adecuado mantenimiento y pintado.

**Encharcamiento del conducto de admisión:** a este fenómeno se le conoce como *pooling*. Cuando las gotas impactan contra las diferentes superficies que constituyen el conducto de admisión, o bien con los elementos presentes en el conducto, como pueden ser silenciadores, o separadores de gotas, éstas son arrastradas hacia la base del conducto de admisión. Si dichas gotas no son periódicamente retiradas, se produciría un encharcamiento del conducto de admisión. Por esta razón se incluyen una serie de drenajes que se colocan principalmente debajo de los colectores de inyectores y en la parte del conducto de admisión más próxima al compresor (*bell mouth región*).

## **5.9 Otras consideraciones.**

El precio de compra e instalación de estos equipos está comprendido entre 30 y 70 €/kW [24]. El tiempo asociado a su instalación está comprendido entre uno y dos días. El consumo de potencia de potencia parásita oscila entre el 0,5 y el 0,7% de la potencia extra generada con el sistema de enfriamiento [24]

Aunque estos sistemas presentan una pérdida de carga, es mucho menor a la asociada con los enfriadores evaporativos de medio húmedo. Por lo que los sistemas de *fogging* pueden ser instalados para trabajar sólo en periodos donde la demanda de electricidad es alta.

El mantenimiento de esta tecnología requiere habitualmente un periodo comprendido entre 15 y 20 horas anuales. Este mantenimiento se puede resumir en las siguientes acciones [25]:

- Inspección de los colectores de distribución, y limpieza o reemplazo de los inyectores que estén dañados.
- Cambio del aceite de las bombas
- Realización de paradas programadas del sistema de bombeo y colectores de distribución cuando no van a ser utilizados.
- Cambios de consigna estacionales.
- Inspección de las instalaciones de tratamiento del agua y control de la calidad del agua.
- Calibración de la instrumentación.

## 6 Sistemas de compresión húmeda.

### 6.1 Características generales.

Este sistema aparece en la bibliografía con diferentes nombres como pueden ser *overspray*, *high-fogging*, *super-saturation*, *fog inter-cooling*, o *wet compression* [33]. Esta tecnología consiste en inyectar agua en el conducto de admisión para que sea absorbida en el compresor. Aunque una parte del agua inyectada se evapora antes de llegar al compresor, la mayor parte es absorbida en forma de agua líquida por el compresor. Si bien en un sistema de *fogging* también se inyecta agua en el conducto de admisión, el objetivo que persigue es diferente, ya que lo que se busca es que el agua inyectada se evapore en su totalidad antes de que llegue al compresor. Por esta razón, y como se puede observar en la figura 68 [34], la ubicación de ambos sistemas dentro del conducto de admisión es distinta.

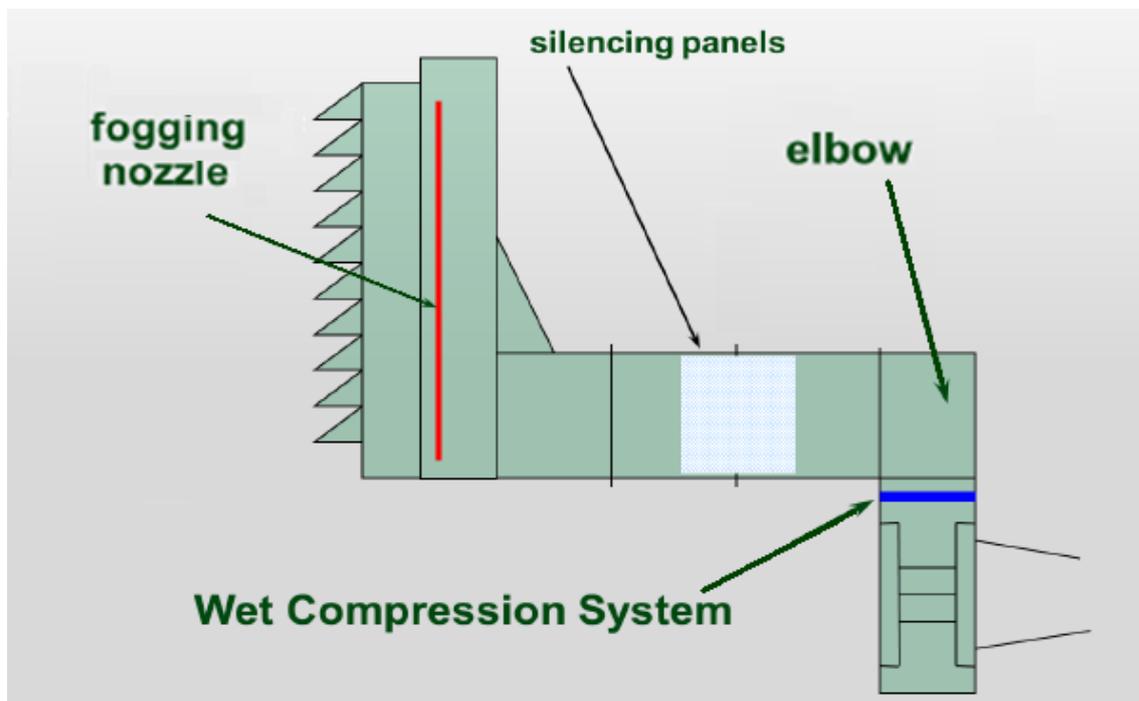


Figura 68. Posición de los sistemas de compresión húmeda y de fogging en el conducto de admisión.

Este sistema de refrigeración del aire de admisión se descubrió cuando, a principios de los años 90, en una turbina de gas de 40 MW perteneciente a Dow Chemical, el sistema de lavado del compresor se dejó abierto accidentalmente. Lo que se comprobó fue un aumento de la potencia que proporcionaba la turbina. Como consecuencia, dicho proceso fue estudiado, optimizado y patentado [33]. Desde entonces, la compresión húmeda ha sido instalada satisfactoriamente en turbinas de diferentes fabricantes. En la figura 69 se puede observar los modelos de turbinas en los que se ha instalado ya esta tecnología. A fecha de 2009, el número total de horas que la tecnología de compresión húmeda había estado funcionando era de casi 400.000 horas lo que podría suponer un argumento de venta. Por otra parte, se puede esperar que el grado de

madurez de dicha tecnología sea inferior a los de los sistemas de refrigeración evaporativos, que se empezaron a instalar a principios de los años 70. No obstante, los elementos que componen un sistema de compresión húmeda, son prácticamente los mismos que componen un sistema de *fogging*, los cuales se describieron en la sección 5.2. Por lo tanto, para el desarrollo de este nuevo sistema, se han podido integrar muchos conocimientos que ya se tenían acerca de los sistemas de *fogging*.

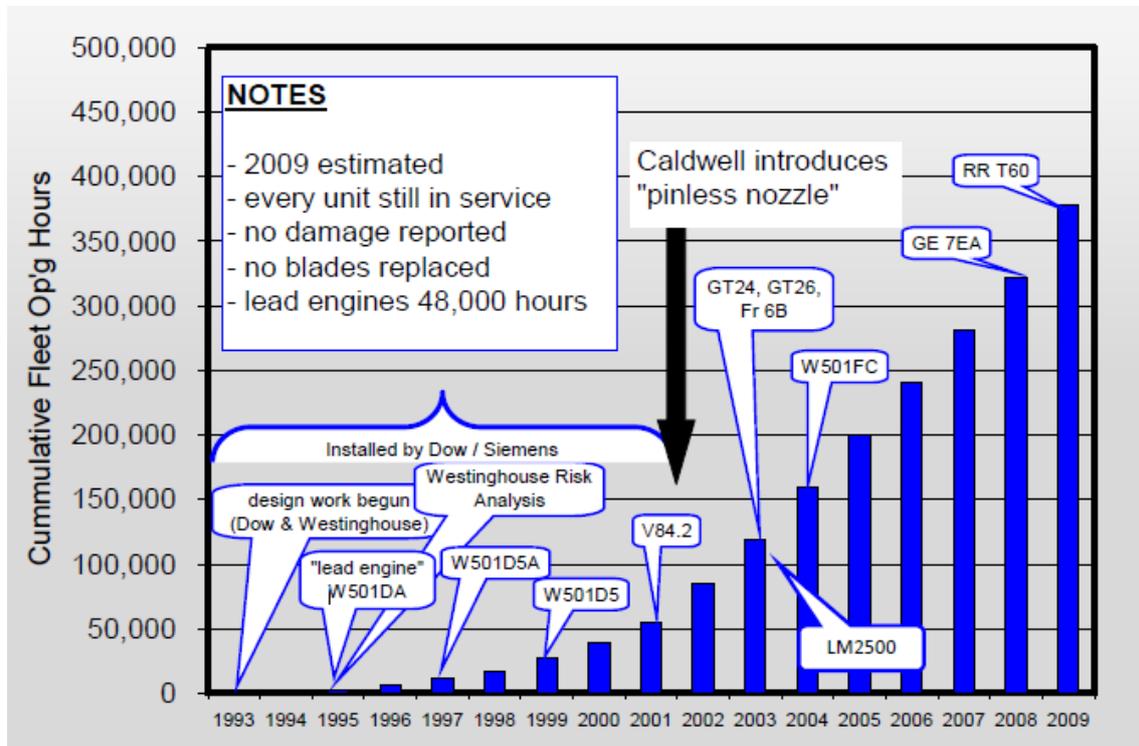


Figura 69. Evolución histórica de los sistemas de compresión húmeda [34].

Otra peculiaridad que presentan los sistemas de compresión húmeda, es que la refrigeración del aire se realiza en el seno del propio fluido de trabajo. Esta refrigeración presenta una serie de ventajas frente a la refrigeración intermedia. Por una parte, no interviene un intercambiador de calor, lo que conlleva un menor coste de la planta así como un volumen necesario menor. Por otra parte, no existe la pérdida de carga que introduce el intercambiador.

Cuando se introduce un sistema de compresión húmeda, la temperatura de salida del compresor disminuye. Si la masa de combustible no varía, la temperatura de entrada a la turbina será menor, lo que puede reducir el estrés térmico al que están expuestos las primeras coronas de ésta. Si se quiere mantener la temperatura de entrada a turbina constante, habría que aumentar la cantidad de combustible. Finalmente, como producto de la refrigeración, el trabajo específico aumenta. Dado que el gasto de aire va aumentando a medida que el agua se evapora a su paso por el compresor, y que el gasto de combustible aumenta si se mantiene constante la temperatura máxima, el gasto que es turbinado también aumenta. En consecuencia, la introducción de un sistema de compresión húmeda introduce un aumento de potencia.

## **6.2 Parámetros de funcionamiento.**

Los sistemas de compresión húmeda suelen suministrar el agua a los inyectores a una presión similar a la utilizada en los sistemas de *fogging*, es decir, comprendida entre 69 y 207 bar. Por otro lado, el consumo de agua de estos sistemas se suele expresar como un porcentaje del gasto de aire de admisión. De esta manera, los consumos de agua se sitúan entre el 1% y el 3% del gasto de aire de admisión.

El consumo de agua de estos sistemas es mayor que el consumo de los sistemas de *fogging*. Para ilustrar la afirmación anterior sirva como un ejemplo la turbina Siemens SGT5-8000H con una potencia nominal de 340 MW con un gasto de aire de 340 Kg/s. Si las condiciones del aire exterior fueran de 30 °C, y la humedad relativa del 50%, el consumo de agua de un sistema de *fogging* (que trabaje con una eficiencia del 100%) sería de 1,14 l/s, mientras que el consumo de agua de un sistema de compresión húmeda estaría comprendido entre 3,4 y 10,2 l/s. Dado que el salto de presiones en ambos suele estar comprendido en los mismos valores, pero no así el gasto de agua, la potencia de accionamiento del sistema de bombeo (potencia parásita), será mayor en un sistema de compresión húmeda.

El aumento de potencia se estima entre el 8% y el 15%, mientras que la mejora del Heat Rate se sitúa entre el 1 y el 3%. En la tabla de la figura 70, se exponen cómo varían las prestaciones cuando se introduce un sistema de compresión húmeda, y la temperatura de entrada a turbina se mantiene constante.

<b>Modelo</b>	<b>GE Frame 6B</b>	<b>SWPC W501D5A</b>	<b>Alstom GT-24</b>
<b>Porcentaje de agua introducida (%)</b>	1,0	2,0	1,2
<b>Reducción de temperatura a la salida del compresor (°C)</b>	27,8	55,6	26,7
<b>Incremento del consumo de combustible (%)</b>	8,2	13,2	5,5
<b>Aumento de potencia (MW)</b>	3,3	15	11,5
<b>Disminución del Heat Rate (%)</b>	1,0	2,0	2,0

*Figura 70. Variación de las prestaciones de diferentes turbinas asociadas a la instalación de un sistema de compresión húmeda [32].*

## **6.3 Otras consideraciones.**

La utilización de un sistema de compresión húmeda acarrea todos los problemas que se trataron en la sección 5.8. Además de éstos, presenta otros problemas específicos. El más determinante es el asociado al arrastre de agua en las purgas de aire que se realizan al compresor para refrigerar las primeras coronas de la turbina, ya que los oficios que tienen los álabes refrigerados no han sido diseñados para trabajar con agua. Otro problema que se presenta al utilizar un sistema de compresión húmeda, es que la presión en cada una de las etapas de extracción de aire de refrigeración se modifica, y

por tanto el gasto de aire de purga que es utilizado para refrigerar también varía. Aunque cuando se introduce un sistema de compresión húmeda, la presión a la salida del compresor aumenta, no ocurre lo mismo en los escalonamientos intermedios (como se puede apreciar en la figura 71 o en la tabla de la figura 94), por lo que el gasto de refrigeración disminuiría, y los álabes de la turbina no serían refrigerados correctamente, por lo que se dañarían. Para solventar este problema podría ser necesario modificar el circuito de refrigeración, para de esta forma, reducir la pérdida de carga.

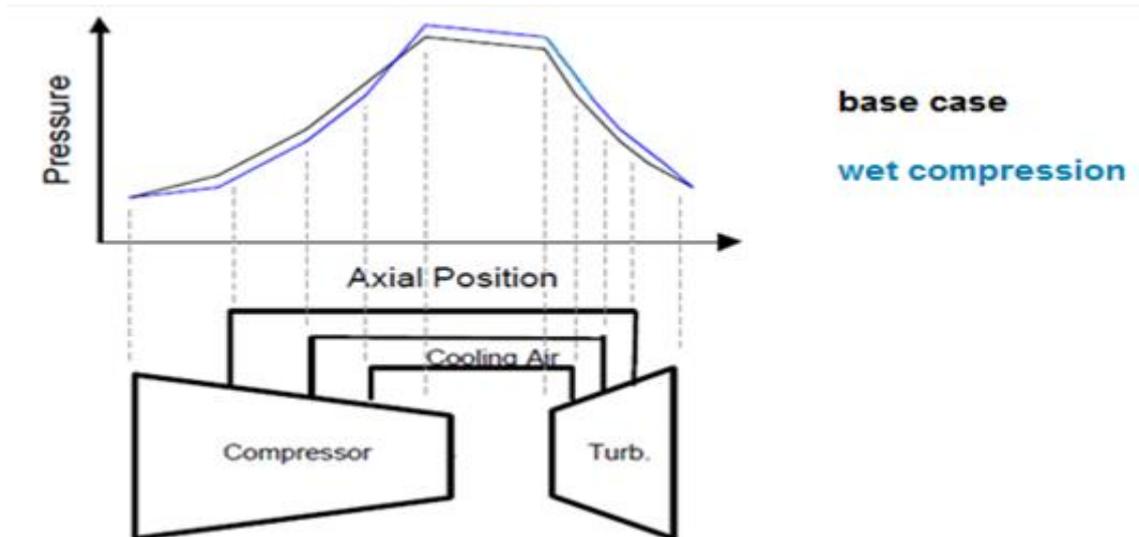


Figura 71. Variación de la presión en los componentes de la turbina como consecuencia de la introducción de un sistema de fogging [32].

Por otra parte, aunque el problema de la erosión está también presente en los sistemas de *fogging*, en los de compresión húmeda este problema se ve agravado. Como consecuencia, este sistema no puede ser instalado en todas las turbinas, sólo en aquellas que tengan un diseño del compresor más sofisticado, que normalmente coinciden con las turbinas aeroderivadas. Finalmente, tanto en los sistemas de refrigeración de medio húmedo como en los de *fogging*, la emisión de NOx se ve reducida. Sin embargo, en los sistemas de compresión húmeda esta reducción es aún más acusada porque el gasto de agua introducido es mayor. Finalmente, el aumento de potencia que proporcionan estos sistemas no está acotado o restringido por las condiciones ambientales, como sucede en el caso de los enfriadores evaporativos.

# 7 Refrigeración mediante *chiller*.

## 7.1 Introducción y características generales.

Un *chiller* es un sistema que permite enfriar el aire de admisión de la turbina de gas. Para ello, el aire atraviesa una batería (*coil*), en la que se pone en contacto con otro fluido a una temperatura menor, al que le cede calor. La ubicación de dicha batería se sitúa, al igual que en la inmensa mayoría de los enfriadores evaporativos, entre el sistema de filtración y el silenciador. Sin embargo, a diferencia con los métodos evaporativos, el aire puede ser enfriado hasta una temperatura inferior a la de bulbo húmedo, e incluso a una temperatura inferior a la de rocío. Dado que el salto térmico que se puede enfriar el aire es mayor, es de esperar que la potencia que desarrolla la turbina sea mayor.

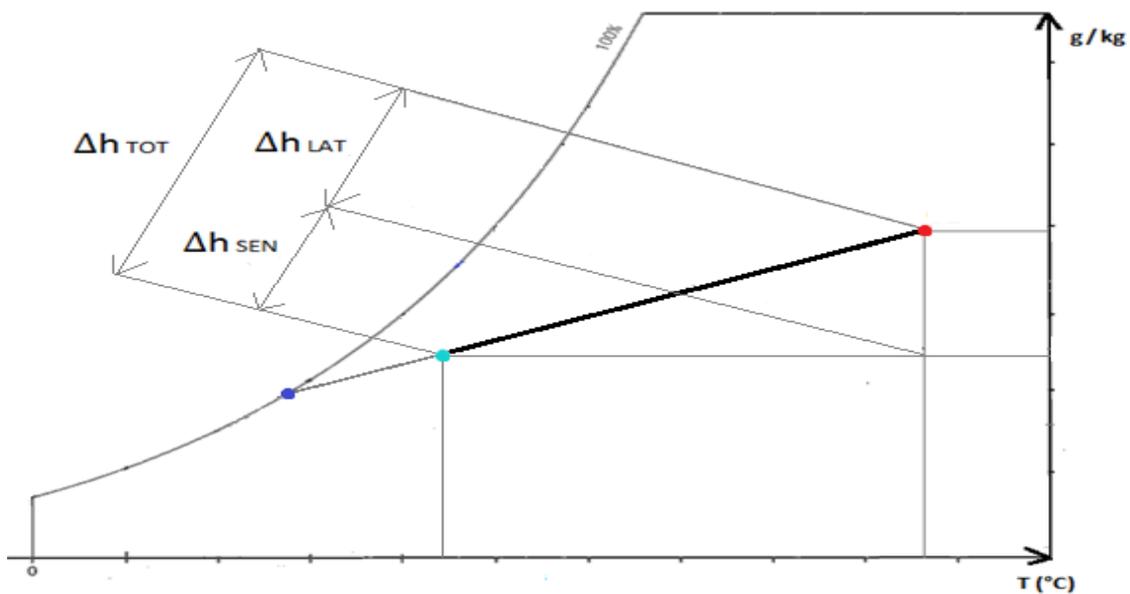


Figura 72. Diagrama psicrométrico del aire a su paso por el chiller. Fuente: elaboración propia.

Como se puede observar en la figura 72, la temperatura del aire a la salida de la batería se corresponde con la media ponderada entre la temperatura de la corriente de aire que ha alcanzado la temperatura de la superficie (que está impuesta por el otro fluido que atraviesa la batería) y la temperatura de la corriente de aire que ha salido a las mismas condiciones en las que entró. Otra diferencia importante con los medios evaporativos, es que una parte del vapor de aire que está presente en la corriente de aire condensa. Por tanto, habrá de incorporarse un adecuado sistema de drenaje. Por consiguiente, estos sistemas presentan la ventaja de no tener que suministrar agua, por lo resultan más atractivos para climas donde ésta escasea, además de no tener que incorporar una planta de tratamiento de aguas.

Los *chiller* se dividen en dos tipos, los *chiller* de compresión mecánica y los de absorción. Las características de cada uno de ellos se describen en los apartados siguientes.

## 7.2 Principio de funcionamiento de un *chiller* de compresión mecánica.

Los ciclos de refrigeración son ciclos que se recorren en sentido contrario a los ciclos de potencia, es decir, en sentido contrario a las agujas del reloj. Su objetivo es transferir calor desde un foco caliente a un foco frío. Sin embargo, como dice el enunciado de Clausius: `es imposible construir una máquina cíclica, que no tenga otro efecto que transferir calor continuamente de un cuerpo hacia otro, que se encuentre a una temperatura más elevada`. Por tanto, el ciclo (máquina) debe consumir energía para llevar a cabo su cometido, bien en forma de trabajo o en forma de calor. Aquí es donde se encuentra la principal diferencia entre los ciclos de compresión mecánica, que consumen energía en forma de trabajo, y los ciclos de absorción, que consumen energía en forma de calor.

Los ciclos de compresión mecánica fueron desarrollados en primer lugar para otros tipos de aplicaciones, como la refrigeración de alimentos o la de viviendas, y después fueron integrados en el campo de las turbinas de gas. Por tanto, a diferencia de la tecnología utilizada por los medios evaporativos y por los sistemas de compresión húmeda, se puede decir que, a día de hoy, es una tecnología madura y que existe una gran cantidad de fabricantes.

Los ciclos de compresión mecánica están constituidos por un compresor, un condensador, una válvula de expansión, y un evaporador. En primer lugar, el refrigerante es comprimido por el compresor, aumentando su presión y temperatura. A continuación, el refrigerante es condensado en el condensador, que es un intercambiador donde el refrigerante cede calor a otro fluido. Seguidamente, el refrigerante atraviesa una válvula de expansión. Al hacerlo, la presión y temperatura del refrigerante disminuye, y dado que es un proceso isoentálpico, el refrigerante, que estaba en estado líquido, pasa a estado bifásico con un título de vapor bajo. Entonces, el refrigerante atraviesa el evaporador, donde se evapora al absorber el calor latente de vaporización de otro fluido. De esta forma, el proceso se va repitiendo cíclicamente. A este ciclo se le conoce como ciclo estándar de compresión mecánica.

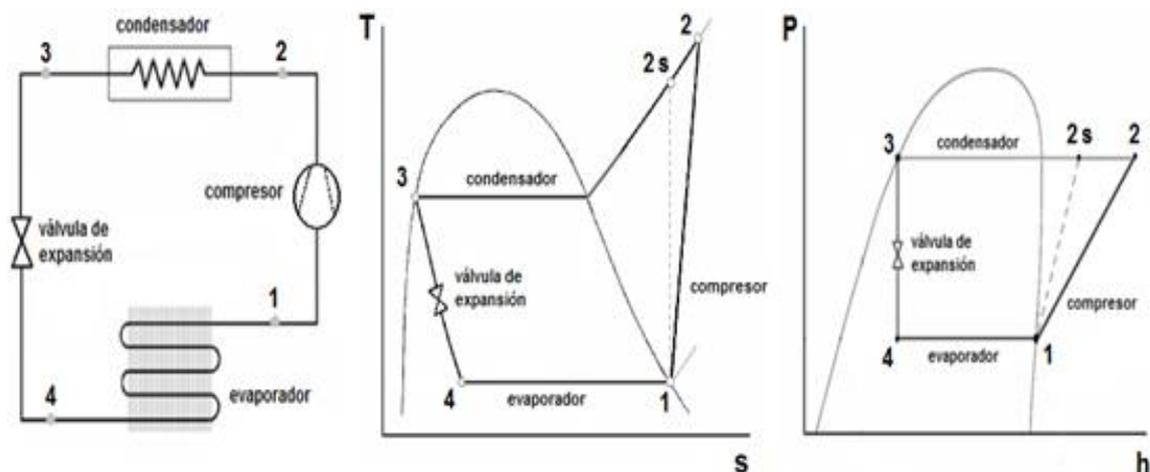


Figura 73. Ciclo estándar de compresión mecánica [9].

En el ciclo básico anterior no se ha tenido en cuenta las pérdidas de carga en evaporador y condensador que se pueden estimar entre 15 y 20 kPa. Además, se debe considerar que el trabajo real (línea 1-2) es superior al trabajo ideal (1-2s). Por otro lado, se debe tener en cuenta también las pérdidas térmicas entre las tuberías y el ambiente. Por otra parte, si el refrigerante saliera del evaporador como vapor saturado, cabe la posibilidad de que entrara líquido en el compresor, dañándolo.

El parámetro que define la eficiencia de un sistema de compresión mecánica es el COP (*coefficient of performance*). Se calcula como la potencia frigorífica entre la potencia mecánica que consume el compresor.

$$COP = \frac{Q_{REF}}{W_c} \quad (38)$$

Un mayor COP, significa que se tiene la misma capacidad de refrigeración, pero consumiendo menos energía, o que consumiendo la misma energía, se puede enfriar más. El ciclo de Carnot inverso es el que presenta mayor COP, pero no se utiliza porque es muy difícil implementarlo tecnológicamente. Este sólo depende de las temperaturas de evaporación y de condensación y se calcula como,

$$COP_{Carnot} = COP_{MÁX} = \frac{1}{\frac{T_{COND}}{T_{EVAP}} - 1} \quad (39)$$

No obstante, el ciclo estándar, para unas temperaturas de los focos dadas, no es el ciclo que se puede desarrollar tecnológicamente que presente un mayor COP. Hay otros ciclos que dividen el proceso de compresión entre varios compresores (compresión doble). Por esta razón, los ciclos de compresión mecánica suelen presentar otras configuraciones como las que se presentan en la figuras 74,75 y 76.

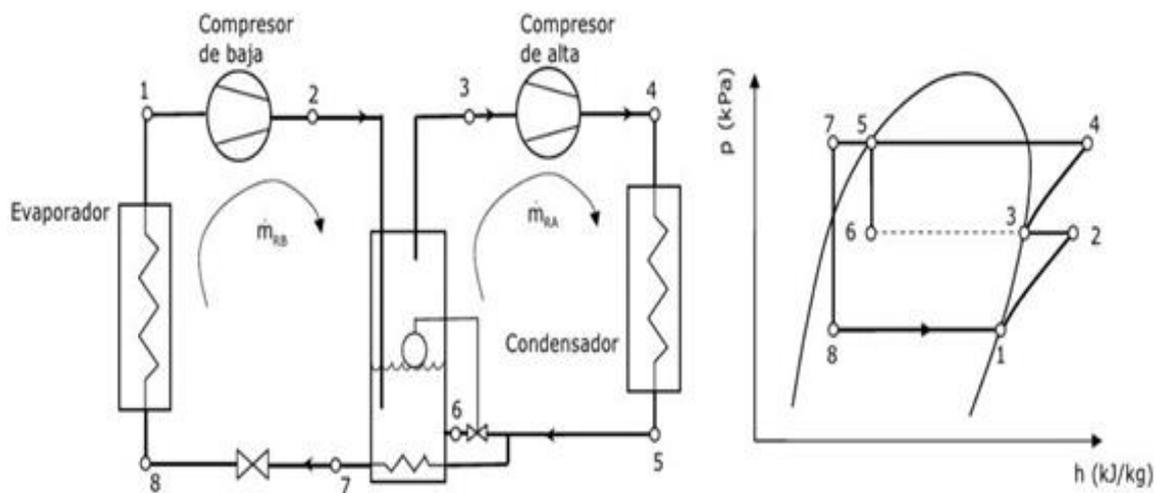


Figura 74. Compresión doble directa con enfriador intermedio, Inyección parcial [9].

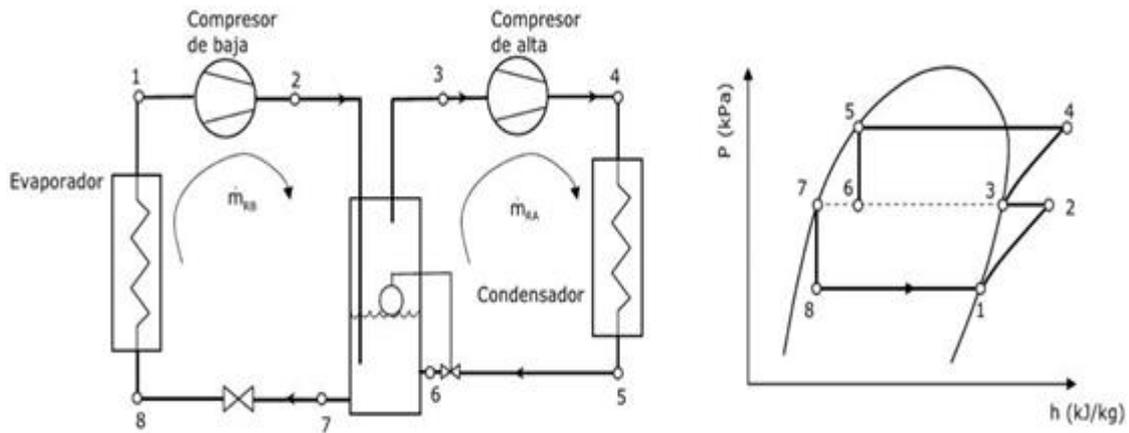


Figura 75. Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total [9].

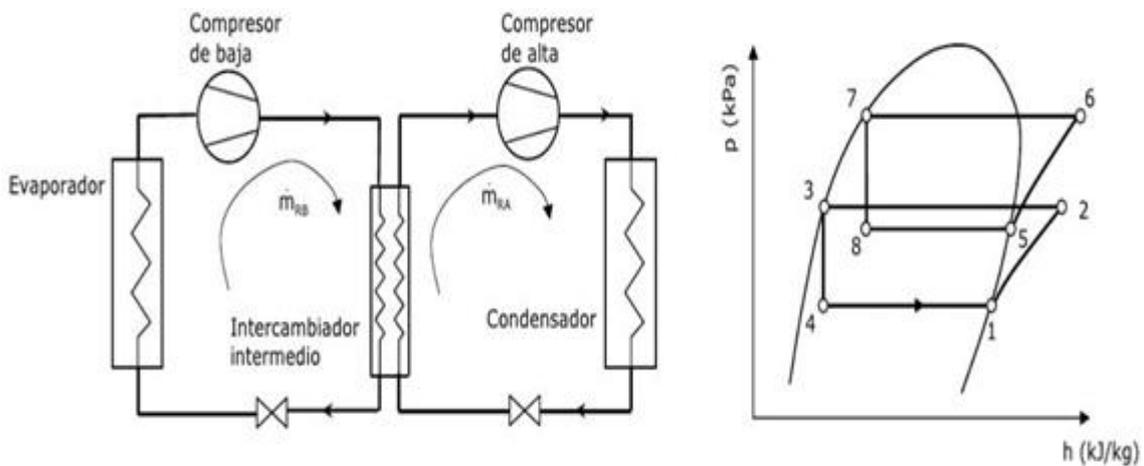


Figura 76. Compresión doble en cascada [9].

Por último, es conveniente decir que la potencia de refrigeración de los *chiller*, ya sean mecánicos o de absorción, se expresan en unidades de toneladas de refrigeración (refrigeration ton, RT). Una tonelada de refrigeración equivale a 12.000 Btu/hr, lo que es igual a 3,52 MW.

## **7.3 Clasificación de los *chiller* de compresión mecánica.**

### **7.3.1 Clasificación en función del tipo de accionamiento del compresor.**

El compresor puede ser accionado por [35] un motor eléctrico (que consume electricidad que se toma directamente de la red), por un motor a gas (*gas engine-driven chiller*), o por una turbina de vapor (*steam turbine chiller*).

Como se verá más adelante, en los *chiller* en los que el compresor es accionado por un motor a gas o por una turbina de vapor, el consumo de energía eléctrica (carga parásita) es menor. Por tanto, la potencia que desarrolla la turbina con *chiller* accionado por motor eléctrico será menor. Sin embargo, consumen o gas natural o vapor. Además estos

equipos son más caros [40]. Por tanto, habría que estudiar en cada caso concreto cuál es la solución cuyo coste de ciclo de vida es menor. Por otra parte, la operación y mantenimiento de un *chiller* accionado por un motor eléctrico, también denominado *chiller* eléctrico, es normalmente más sencilla.

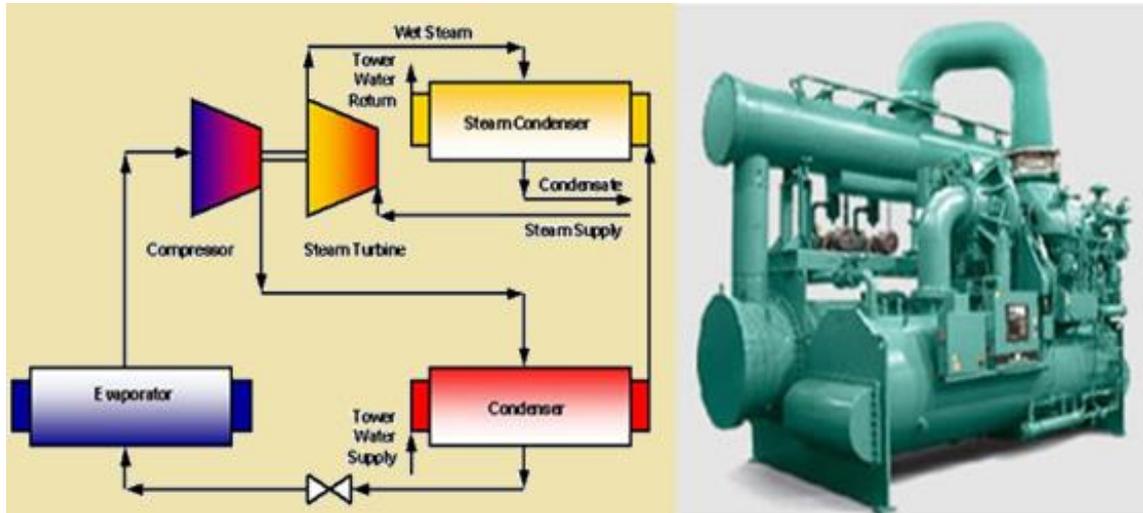


Figura 77. Esquema e imagen de un *chiller* de compresión mecánica accionado por una turbina de vapor [38].

Normalmente, los *chiller* accionados por turbina de vapor se utilizan cuando hay vapor disponible. Por tanto, pueden resultar interesantes en plantas de ciclo combinado. Estos sistemas, requieren aproximadamente [37] sobre 4,5 kg/h a una presión de 8,3 bar por cada tonelada de refrigeración (RT). Los *chiller* accionados por un motor a gas resultan más atractivos en las plantas que puedan comprar el combustible a un precio barato, y/o utilicen (recuperen) la energía térmica asociada a los gases de escape [37]. Por tanto, suelen aparecer integrados en sistemas de cogeneración. Finalmente, podría resultar interesante desde el punto de vista económico, que la planta tenga varios *chiller* accionados por diferentes mecanismos (*Hybrid Chiller Plants*), y en cada momento esté funcionando con el que proporcione mayor rentabilidad [40].

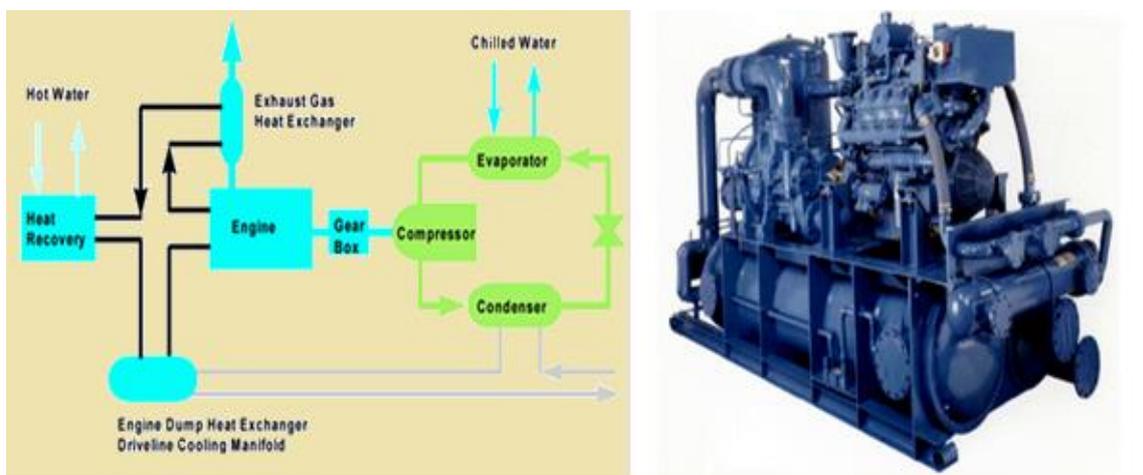


Figura 78. Esquema (izquierda) e imagen (derecha) de un *chiller* de compresión mecánica accionado por un motor a gas [39].

### 7.3.2 Clasificación en función del tipo de refrigerante.

La elección del refrigerante está fuertemente condicionada por la cuestión medioambiental. El efecto del uso de un refrigerante sobre el medio ambiente se mide a través de dos parámetros. El primero es el ODP (*Ozono Depletion Potential*), que mide cómo el refrigerante destruye la capa de ozono, y está comprendido entre uno (muy dañino) y cero (inocuo). El segundo es el GWP (*Global-warming potential*) que mide cómo contribuye el refrigerante al efecto invernadero en comparación de cómo lo hace la misma masa de dióxido de carbono. Por tanto, si el GWP de un refrigerante es de 9, significa que contribuye nueve veces más al efecto invernadero que el dióxido de carbono.

Refrigerante	Tipo	ODP	GWP
R-11	CFC	1	4000
R-12	CFC	0,95	8500
R-22	HCFC	0,05	1700
R-123	HCFC	0,02	93
R-124	HCFC	0,02	480
R-134a	HFC	0	1300
R-404A	HFC	0	3750
R-410A	HFC	0	1890
R-407C	HFC	0	1610
R-717	NH3	0	0

Figura 79. Impacto medioambiental de diferentes refrigerantes. Fuente: elaboración propia.

Se aprecia en la tabla de la figura 79 que los más perjudiciales con el entorno son los CFC, seguidos de los HCFC. Por esta razón, los refrigerantes CFC fueron prohibidos en los años noventa, y los HCFC están siendo retirados paulatinamente. Por tanto, los ciclos de compresión mecánica utilizan refrigerantes HFC y amoníaco. Dentro de los refrigerantes HCFC, los más utilizados en los *chiller* de las turbinas de gas son el R-134a, y el R-410A. El amoníaco también es muy utilizado debido a sus propiedades frigoríficas así como a que es el refrigerante más respetuoso con el medio ambiente, aunque presenta algunos problemas relacionados con la toxicidad e inflamabilidad, por lo que estas instalaciones deben cumplir la norma EN 378.

Por último, el material de los diferentes elementos que componen el *chiller* debe ser elegido en consonancia con el tipo de refrigerante utilizado, ya que de lo contrario, dichos elementos podrían resultar dañados.

### 7.3.3 Clasificación en función del tipo de compresor.

En los *chiller* de las turbinas de gas, los compresores más utilizados son los centrífugos y los de tornillo. Los centrífugos son utilizados para potencias frigoríficas comprendidas entre 1500 y 4500 RT, aunque pueden ser utilizados para potencias mayores. Además,

los ciclos que utilizan un compresor centrífugo suelen ser refrigerados por agua. Por otro lado, los ciclos que utilizan compresores de tornillo suelen ser empleados para potencias frigoríficas comprendidas entre 1200 y 3600 RT, trabajan mejor a cargas parciales y suelen ser refrigerados por aire. Debido a la mejora del rendimiento que han experimentado los compresores centrífugos últimamente, así como a la reducción de su precio, parece ser que serán la opción más favorable en el futuro [36].



Figura 80. Compresor centrífugo (derecha) y compresor de tornillo (izquierda).  
Cortesía de GEA Grasso.

#### 7.3.4 Clasificación en función del fluido que llega a la batería de frío.

Como se ha comentado antes, en el evaporador del *chiller* se enfría un fluido. La cuestión es si dicho fluido que se enfría es el aire directamente, o si en el evaporador se enfría un fluido caloportador intermedio para que éste enfríe el aire. En el primero de los casos, la batería de frío es el propio evaporador, mientras que en el segundo, evaporador y batería de frío son intercambiadores diferentes. El primero de los casos se conoce como *sistema directo*, y el segundo es conocido como *sistema indirecto*. El fluido caloportador utilizado es agua, aunque para evitar una posible congelación de la misma, es bastante frecuente el uso de agua glicolada o salmuera.

Se puede decir, por tanto, que los *sistemas indirectos* incorporan un circuito extra. Como consecuencia, si se compara con los sistemas directos, la potencia parásita asociada al sistema de enfriamiento aumentará, debido al consumo de la bomba del circuito de agua. Por otra parte, la temperatura mínima hasta la que se podrá enfriar el aire será mayor en *sistemas indirectos*, y de esta forma la potencia que desarrollará la turbina disminuirá. Sin embargo, en los *sistemas indirectos* las posibles fugas de refrigerante serán menores, y dado que éste no llega al conducto de admisión, no podrá penetrar en la turbina. Además, aunque se incorpore un circuito más, es de esperar que el área necesaria para ubicar el *sistema indirecto* no sea mucho mayor que la de un sistema directo, ya que en los sistemas directos, el *chiller* se compra como una especie de “paquete”, que cuenta con un alto grado de compacidad, mientras que en los *sistemas directos* se compran los diferentes componentes por separado.

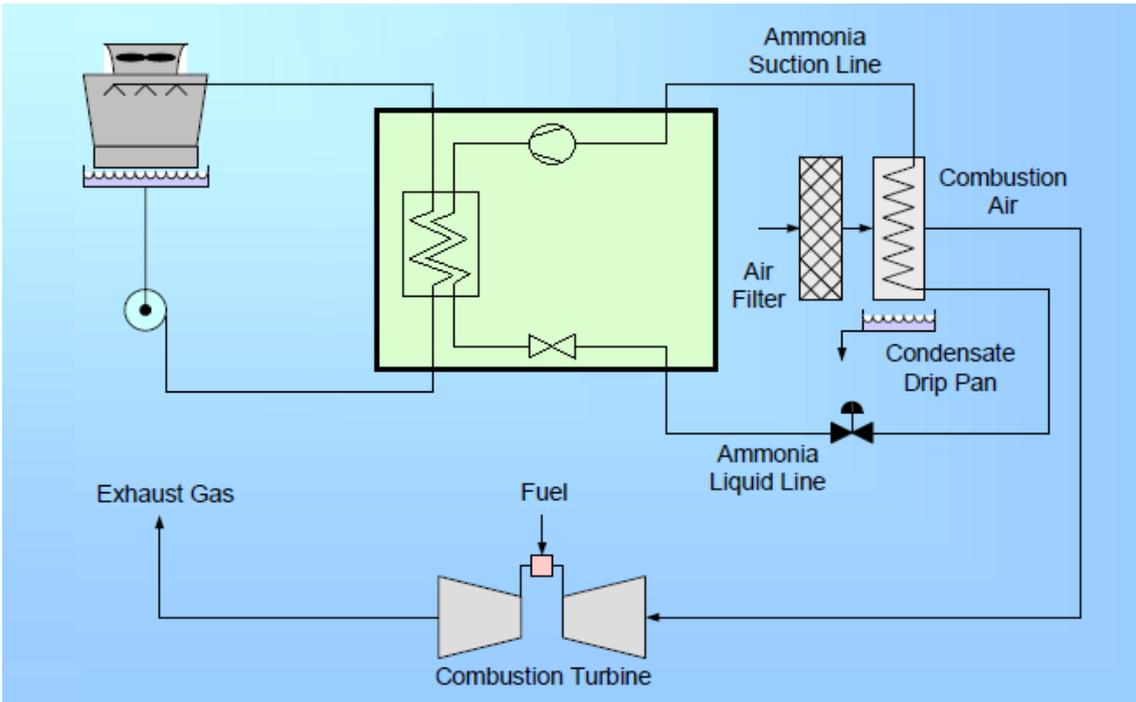


Figura 81. Esquema de un chiller de compresión mecánica, sistema directo [31].

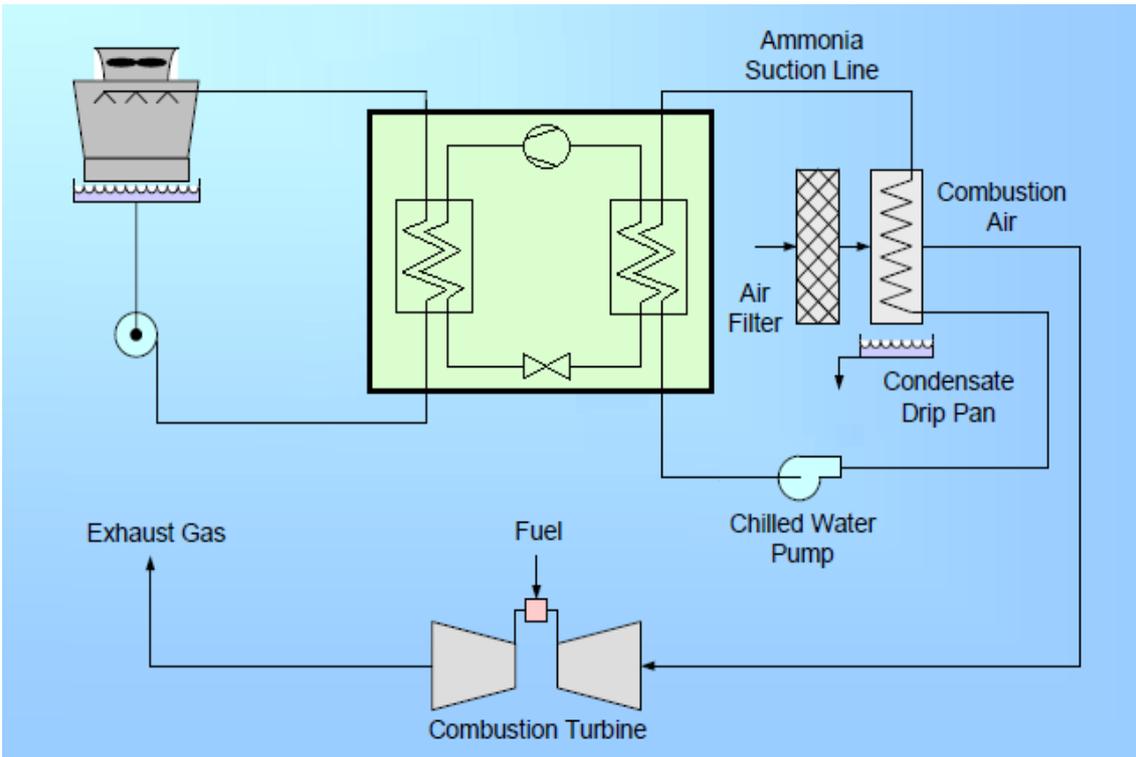


Figura 82. Esquema de un chiller de compresión mecánica, sistema indirecto [31].

## **7.4 Parámetros de operación de los *chiller* de compresión mecánica.**

Si bien en la sección 7.2 se definió el COP, éste se trataba para el caso de un *chiller* que es accionado por un motor eléctrico. Para los *chiller* en los que el compresor no es accionado mediante este mecanismo la expresión con la que se calcula es diferente, aunque el concepto de COP es el mismo. De esta forma, el COP se define como la potencia frigorífica en función de la potencia que es necesaria aportar. Para un *chiller* accionado por un motor a gas o una turbina de gas, la potencia que consume no es eléctrica, sino térmica. En base a esto, se establecen las siguientes expresiones,

$$COP_{turbina\ de\ vapor} = \frac{Q_{REF}}{Q_{APORTADO}} = \frac{Q_{REF}}{\dot{m}_v * \Delta h} \quad (40)$$

$$COP_{motor\ a\ gas} = \frac{Q_{REF}}{Q_{APORTADO}} = \frac{Q_{REF}}{m_f * PCI} = \frac{Q_{REF}}{\mu_{motor} * W} \quad (41)$$

El COP para un *chiller* accionado por un motor eléctrico está comprendido entre 2 y 6, mientras que para los que son accionados por turbinas de vapor o motores a gas está comprendido entre 1 y 2,5 [24].

La carga parásita en un *chiller* de compresión mecánica se corresponde con el consumo del compresor (sólo si el *chiller* es accionado por un motor eléctrico), la bomba (condensación por agua) o ventilador (condensación por aire) que mueve el fluido que absorbe calor en el condensador y la bomba que mueve el fluido del circuito secundario (sólo cuando el *chiller* sea de *sistema indirecto*). Los *chiller* accionados por motores eléctricos son los que mayor carga parásita presentan, dado que el consumo del compresor representa en torno al 80 o 85% de la carga parásita [37]. El consumo parásito en este tipo de *chiller* se sitúa en torno a 0,81 KW/RT. Por otra parte, el consumo de los *chiller* accionados por motor a gas y por turbina de vapor se puede estimar en 0,187 y 0,195 KW/RT respectivamente [24]. Como se puede observar, la carga parásita de éstos últimos es aproximadamente la cuarta parte de los *chiller* accionados por motores eléctricos.

## **7.5 Principales diferencias entre los *chiller* mecánicos y los de absorción.**

El ciclo de absorción básico presenta los mismos componentes que el de compresión mecánica, a excepción del compresor, que es sustituido por dos intercambiadores de calor, una válvula y una bomba. Los intercambiadores se conocen con el nombre de *absorbedor* y *generador*. En un ciclo de compresión mecánica, el compresor aumenta la presión y la temperatura del refrigerante. En un ciclo de absorción, los elementos que sustituyen al compresor realizan la misma función. Así, la temperatura es aumentada en el *generador* por mediación de un aporte externo de calor, y la presión del refrigerante se aumenta con la bomba. Precisamente aquí es donde radica la principal ventaja de estos sistemas frente a los de compresión mecánica, ya que, para comprimir el mismo

gasto másico y la misma diferencia de presiones, la compresión de un líquido consume mucho menos potencia eléctrica que la compresión de un gas.

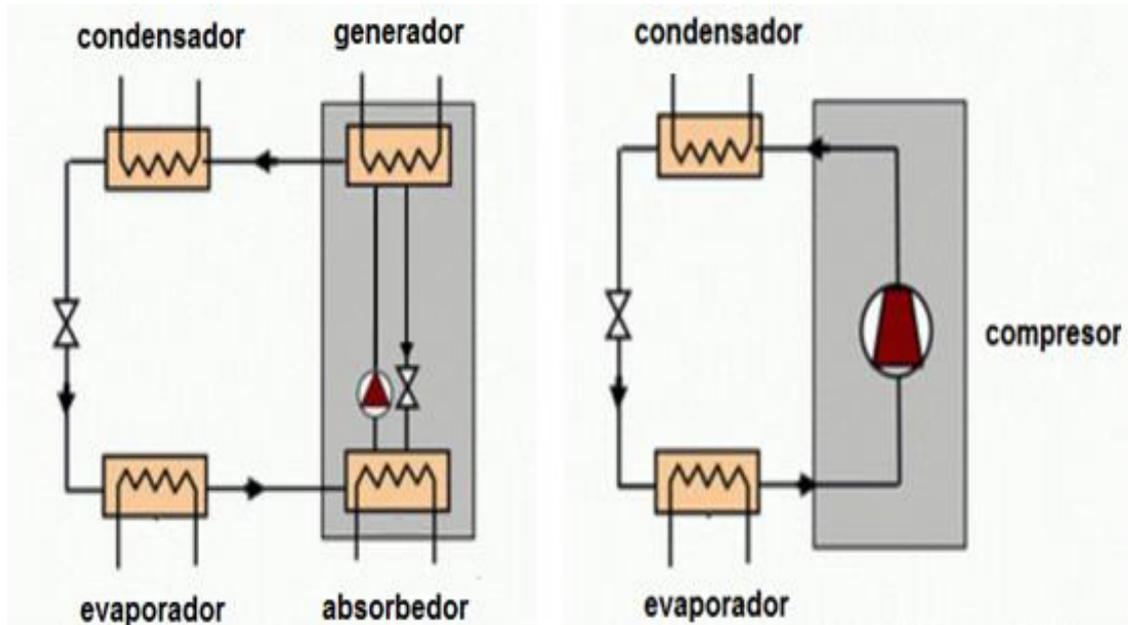


Figura 83. Comparativa entre ciclo básico de absorción (izquierda) y ciclo estándar de compresión mecánica (derecha). Cortesía de ICOGEN S.A.

Otra diferencia notable que presentan estos sistemas en comparación con los de compresión mecánica es que utiliza dos fluidos de trabajo. Además del refrigerante, utilizan un absorbente. Aunque hay más parejas de fluidos que reúnen las propiedades necesarias para poder ser utilizados en este tipo de ciclos, los más utilizados son amoníaco - agua o bien agua - bromuro de litio. Para la primera combinación, el amoníaco actúa como refrigerante y el agua como absorbente, mientras que para la segunda, el agua trabaja como refrigerante y el bromuro de litio trabaja como absorbente.

## **7.6 Clasificación de los *chiller* de absorción**

Los ciclos de absorción se pueden clasificar fundamentalmente en función de la pareja de fluidos que utilice, que se denomina par de trabajo. Los tres ciclos más utilizados son los de bromuro de litio – agua de simple efecto, el ciclo bromuro de litio – agua de doble efecto, y el ciclo agua – amoníaco. A continuación, se comentaran las características generales de cada uno de ellos.

### 7.6.1 Ciclo de LiBr/H<sub>2</sub>O de simple efecto.

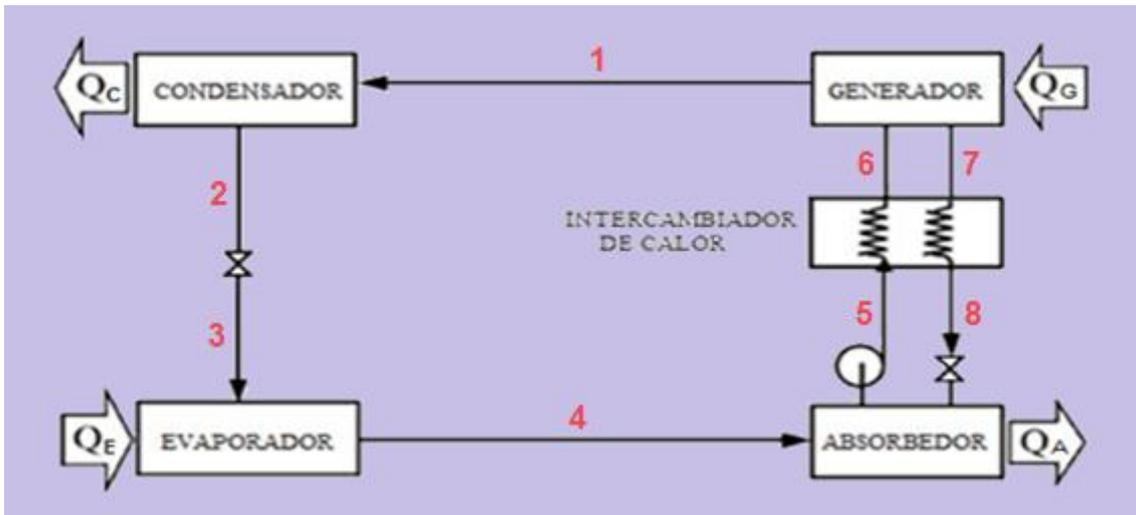


Figura 84. Ciclo de LiBr/H<sub>2</sub>O de simple efecto.

En primer lugar, al *generador* llega procedente del punto 6, una solución acuosa (denominada solución diluida) de bromuro de litio y agua. A su vez, al *generador* se le suministra un flujo de calor. Como consecuencia, se aumenta la temperatura de solución hasta que se alcanza una temperatura que es superior a la temperatura de ebullición del refrigerante (en este caso, agua), pero es inferior a la temperatura de ebullición del absorbente (en este caso bromuro de litio). Por lo tanto, el refrigerante, es evaporado y pasa al condensador. Una vez aquí, realiza el mismo ciclo que un ciclo de compresión mecánica (puntos 1, 2, 3 y 4), es decir, cede calor en condensador y pasa a estado líquido, para después ser expandido en la válvula de expansión, donde pasa a estado bifásico (aunque con predominio del estado líquido), para así poder ser evaporado en el evaporador, refrigerando a otro fluido. Cuando el refrigerante sale del evaporador (punto 4), llega al *absorbedor*, donde el refrigerante es absorbido por una solución concentrada de bromuro de litio y agua. La solución concentrada que llega al *absorbedor* para absorber al refrigerante llega procedente del *generador* (línea entre los puntos 7 y 8). Por otro lado, cuando en el *absorbedor* se mezcla una solución concentrada (que proviene del *generador*) con el refrigerante (que viene del evaporador), se forma una solución diluida, mediante un proceso exotérmico, razón por la cual es necesario refrigerar el *absorbedor*. Dicha solución diluida es comprimida por una bomba y llevada hasta el *generador* (línea entre los puntos 5 y 6). Finalmente, el proceso se repite de forma cíclica.

Se podría llegar a pensar que el hecho de utilizar agua como refrigerante, implicaría no poder conseguir la refrigeración deseada, pues resultaría imposible enfriar el aire o agua a unas temperaturas del entorno de unos 10 °C, si el agua se evapora a una temperatura de 100 °C. No obstante, no se puede olvidar que el agua evapora a cien grados siempre y cuando la presión sea igual a la atmosférica. Por lo tanto, en este tipo de ciclos, la presión del refrigerante en el evaporador se sitúa en torno a los 0,009 bar, por lo que su temperatura de evaporación es de unos 3 °C [41]. De esta forma, la evaporación del agua puede captar o absorber el calor de una corriente de agua (o aire) que esté en torno a los 10 °C, y así conseguir el efecto frigorífico buscado. Por otro lado, la presión en el condensador se sitúa sobre los 0,13 bar aproximadamente [41].

Entre *generador* y *absorbedor* hay otro intercambiador (figura 84). Dicho cambiador se introduce por dos razones. Por un lado, para precalentar la solución diluida que transcurre desde el *absorbedor* hasta el *generador*. Mientras más se precaliente dicha corriente, menor cantidad de calor será necesaria aportar en el *generador*, y por tanto, más eficiente será el equipo. Por otro, para refrigerar la solución concentrada que sale del *generador* y llega al *absorbedor*. Mientras, más se enfríe esta corriente, menos calor se tendrá que evacuar en el *absorbedor*.

### 7.6.2 Ciclo de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto.

Surge de añadir más elementos al ciclo de simple efecto para mejorar el rendimiento del ciclo. Se denomina efecto de una máquina de absorción, al número de veces que es utilizada la potencia calorífica aportada al sistema. Estos sistemas presentan dos principales diferencias en comparación con los de simple efecto. Por un lado, y como se puede ver en el esquema de la figura 85, además de los componentes que utilizan los de simple efecto, requieren de otro *generador* y de otro intercambiador de calor. Por otro lado, hay tres soluciones, en lugar de dos, que se llamarán con el nombre de diluida, concentrada y semiconcentrada. Además, tanto la presión máxima como la temperatura máxima del ciclo son mayores. A pesar de esto, la presión máxima dentro del sistema, seguirá siendo inferior a la atmosférica [41].

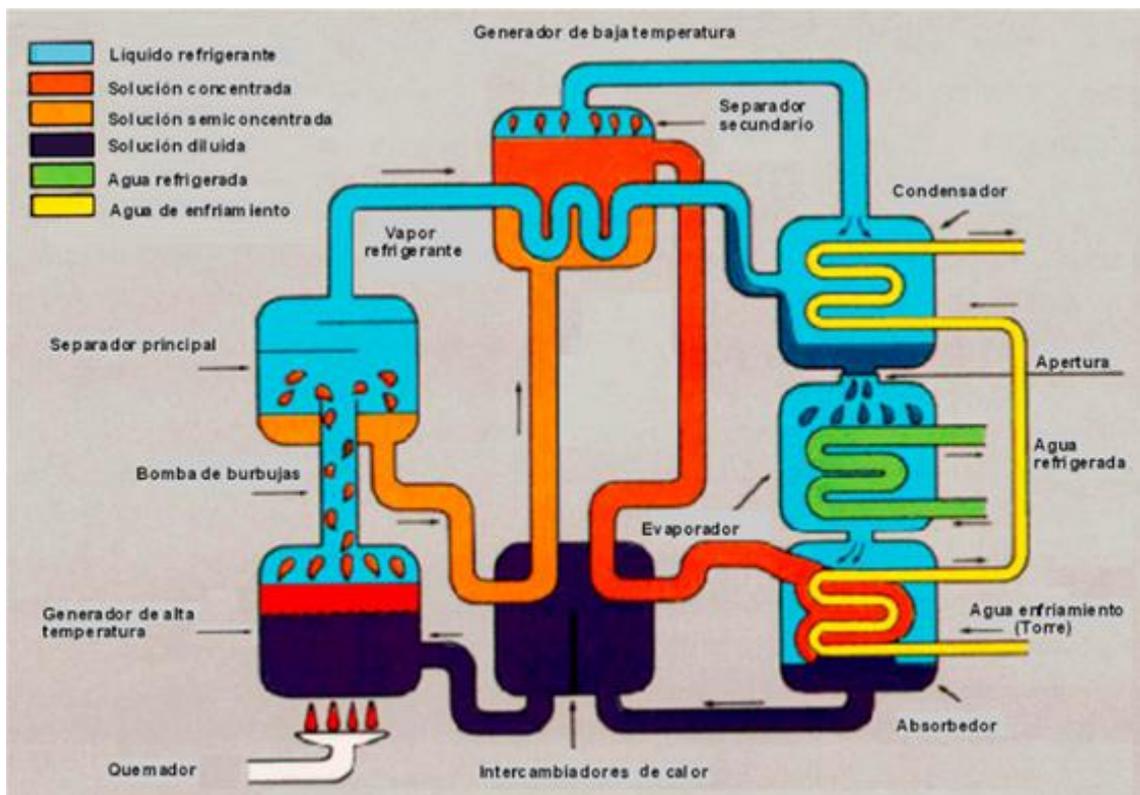


Figura 85. Ciclo de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto. Cortesía de ABSORSISTEM, S.L.

Al *generador* de alta temperatura (abajo a la izquierda en la figura 85) llega una solución diluida. Este *generador* es el único que recibe un aporte de potencia térmica exterior (y que por tanto lleva asociado un consumo). Una parte del refrigerante (en este caso agua) es evaporado y conducido al *generador* de baja temperatura, quedando por tanto una

solución semiconcentrada. Dicha solución es enfriada porque cede calor en el intercambiador de alta temperatura a la concentración diluida antes de que ésta llegue al *generador* de alta temperatura. A continuación, la solución semiconcentrada llega al *generador* de baja temperatura, donde recibe un flujo de calor que es aportado por el refrigerante que se evaporó en el *generador* de alta temperatura. Como consecuencia de esto, una parte del refrigerante se evapora de la corriente de solución semiconcentrada, y ésta pasa a ser concentrada. Después, es enviada al intercambiador de baja temperatura donde precalienta la concentración diluida, y finalmente llega al *absorbedor*. Por otro lado, el refrigerante que se produjo en el condensador de alta temperatura condensa en el *generador* de baja temperatura y es enviado al condensador. El refrigerante en estado vapor que se produjo en el *generador* de baja temperatura es condensado en el condensador, donde se une con la otra corriente de refrigerante. Seguidamente, el refrigerante atraviesa la válvula de expansión y el evaporador, produciendo la refrigeración de otro fluido. Después, el refrigerante (en estado vapor) es absorbido por la solución concentrada que provenía del intercambiador de baja temperatura constituyéndose una solución diluida. Dicha solución diluida es precalentada por los intercambiadores de baja y de alta temperatura, hasta que llega al *generador*. Este proceso se repite cíclicamente.

Si bien el ciclo anteriormente descrito es un ciclo de doble efecto, denominado como de flujo serie, hay otras posibles configuraciones como son las de flujo paralelo y la de flujo paralelo inverso. Cada fabricante trabaja con un tipo de configuración dada. De esta forma, la disposición en serie es utilizada por Sanyo, la configuración en flujo paralelo es usada por York y por Carrier, mientras que la de flujo paralelo invertido es utilizada por Kawasaki.

### 7.6.3 Ciclo de $H_2O/NH_3$ .

Estos ciclos presentan algunas diferencias con los que el par de trabajo es bromuro de litio – agua. En primer lugar, estos sistemas pueden enfriar un fluido a temperaturas más bajas, que pueden llegar hasta los 55 °C. En segundo lugar, el calor latente de vaporización del amoníaco, que es del orden de 1,25 MJ/kg, es inferior al calor latente de evaporación del agua, que es del orden de 2,5 MJ/kg, por lo que estos sistemas requerirán de un caudal mayor para transmitir la misma potencia. En tercer lugar, tanto la presión máxima como la mínima son superiores a la atmosférica. De esta forma, para una temperatura de evaporación de 0 °C y de condensación de 40 °C, las presiones máximas y mínimas serán de 5 y 15 bares aproximadamente. Por esta razón, se necesita que el espesor de las tuberías sea mayor, por lo que el coste y el tamaño del equipo aumentan. Finalmente, el absorbente (en este caso agua) es relativamente volátil. Por lo tanto es necesario introducir un dispositivo, llamado rectificador, que garantice que la cantidad de absorbente que llega al condensador sea lo mínima posible. Además, el uso de amoníaco como refrigerante conlleva ciertos riesgos vinculados a la toxicidad. Esto unido a que normalmente no se requieren temperaturas tan bajas para el caso de refrigeración del aire en turbinas de gas, hace que este ciclo sea menos usado que los otros.

Los ciclos cuyo par de trabajo es agua - amoníaco presentan varias configuraciones, que suelen ser diferentes para cada fabricante, aunque los componentes que los constituyen son los mismos que los de los ciclos bromuro de litio – agua. El esquema de uno de ellos se representa en la figura 86.

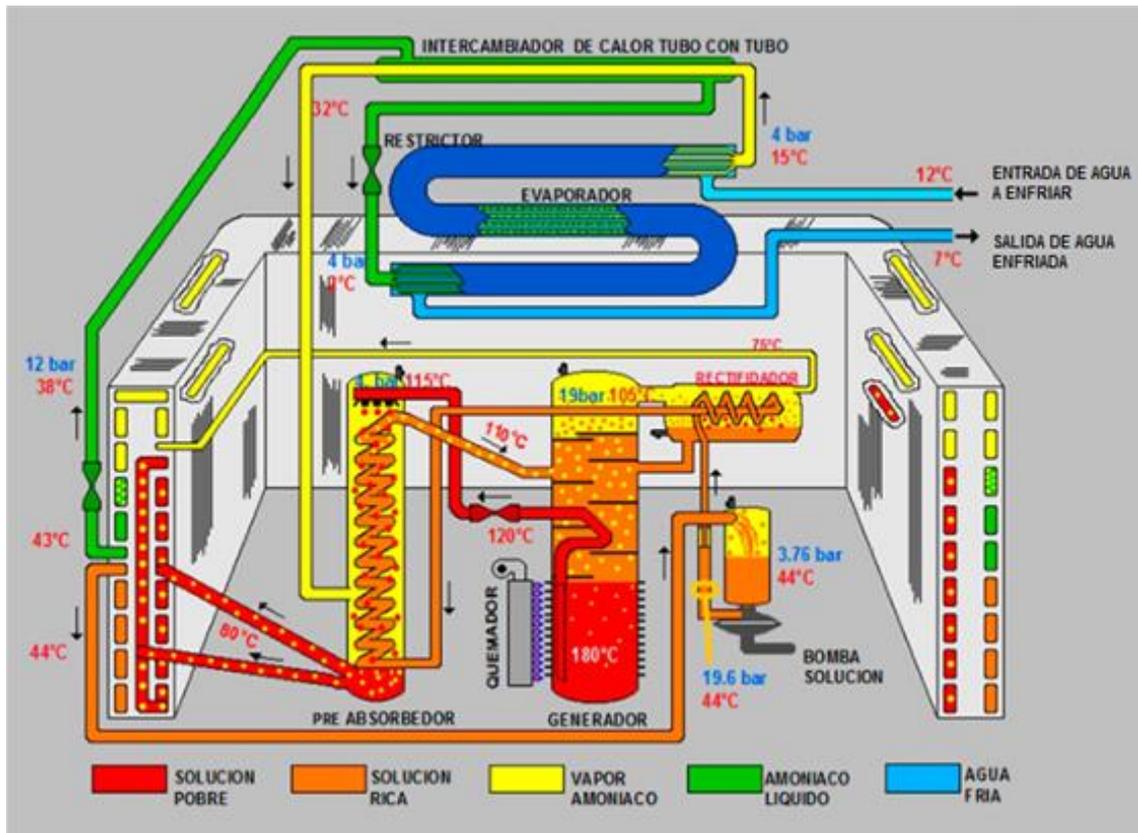


Figura 86. Ciclo de  $H_2O/NH_3$  de doble efecto. Cortesía de ABSORSISTEM, S.L.

#### 7.6.4 Clasificación en función del tipo de fuente térmica.

Los ciclos de absorción pueden ser clasificados como sistema de calentamiento directo o de calentamiento indirecto. Los de calentamiento directo requieren de un quemador que quema directamente un combustible que suele ser gas natural o GLP. Por otra parte, los sistemas de calentamiento indirecto, son accionados por agua caliente, vapor, gases de escape o aceites térmicos. Para las aplicaciones de las turbinas de gas el aceite térmico no se utiliza [37]. Los sistemas de calentamiento indirecto pueden aprovechar los gases de escape de la turbina como fuente térmica. Además si hay instalada una cadera de recuperación, se puede producir agua caliente o vapor que será posteriormente utilizado por el *chiller*. Por tanto, estos sistemas son más atractivos que los sistemas de calentamiento directo.

Los ciclos de bromuro de litio – agua pueden ser alimentados con agua caliente, siempre y cuando la temperatura de ésta sea superior a 82,2 °C o por vapor, a una presión de 1,03 bar. Uno de litio - agua de doble efecto, consumirá un vapor a una presión de 7,9 bar o agua a una temperatura superior a 150 °C. Por último, los ciclos de agua – amoníaco necesitan un aporte térmico a mayor temperatura (superior a 180 °C) [41] por lo que suelen utilizar los gases de escape de la turbina [37].

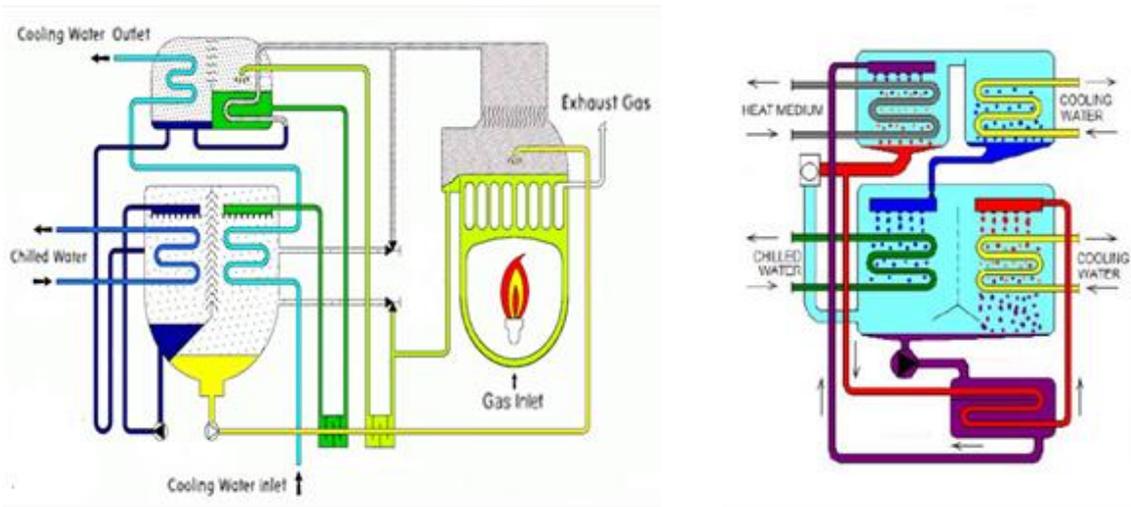


Figura 87. Ciclos de absorción de calentamiento directo (izquierda) y de calentamiento indirecto (derecha). Cortesía de Goldman Energy (izquierda) y de Yazaki Energy Systems (derecha).

## 7.7 Parámetros de operación de *chiller* de absorción.

Al igual que para el caso de *chiller* de compresión mecánica, para los de absorción también se define un COP. Sin embargo ahora hay que tener en cuenta que la energía aportada no se realiza mediante una potencia mecánica, sino a través de una potencia térmica. A su vez, el COP depende de la naturaleza de la fuente térmica. Atendiendo a estas indicaciones, se pueden establecer las siguientes expresiones:

Sistema de calentamiento indirecto que utiliza vapor,

$$COP_{vapor} = \frac{\dot{Q}_{REF}}{\dot{m}_v * (h_{entada} - h_{salida})} \quad (42)$$

En dónde:

$\dot{Q}_{REF}$  = demanda de refrigeración (KW).

$\dot{m}_v$  = gasto másico de vapor que consume el *chiller* (kg/s).

$h_{entada}$  = entalpía específica del vapor que entra al *chiller* (kJ/kg).

$h_{salida}$  = entalpía específica del vapor que sale del *chiller* (kJ/kg).

Sistema de calentamiento indirecto utilizando agua caliente,

$$COP_{agua} = \frac{\dot{Q}_{REF}}{\dot{m}_W * C_{pW} * (t_{w_{entrada}} - t_{w_{salida}})} \quad (43)$$

En dónde:

- $\dot{m}_W$  = gasto másico de agua que consume el *chiller* (kg/s).
- $Cp_w$  = calor específico a presión constante del agua (kJ/kg K).
- $t_{w\text{entrada}}$  = temperatura del agua de entrada al *chiller* (°C).
- $t_{w\text{salida}}$  = temperatura del agua de salida del *chiller* (°C).

Sistema de calentamiento directo,

$$COP_{combustible} = \frac{\dot{Q}_{REF}}{\dot{m}_f * PCI / \mu_{quemador}} \quad (44)$$

En dónde:

- $\dot{m}_f$  = gasto másico de combustible utilizado (kg/s).
- $PCI$  = poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg).
- $\mu_{quemador}$  = rendimiento del quemador.

Un valor típico del COP para *chiller* que trabaje con LiBr – H<sub>2</sub>O de simple efecto se sitúa en torno en a 0,7, mientras que uno de doble efecto trabaja con un COP de 1,2 aproximadamente [24]. Un ciclo de H<sub>2</sub>O – NH<sub>3</sub> tiene un COP de 0,5, aunque se están desarrollando nuevos modelos que pueden llegar hasta un valor de 1.

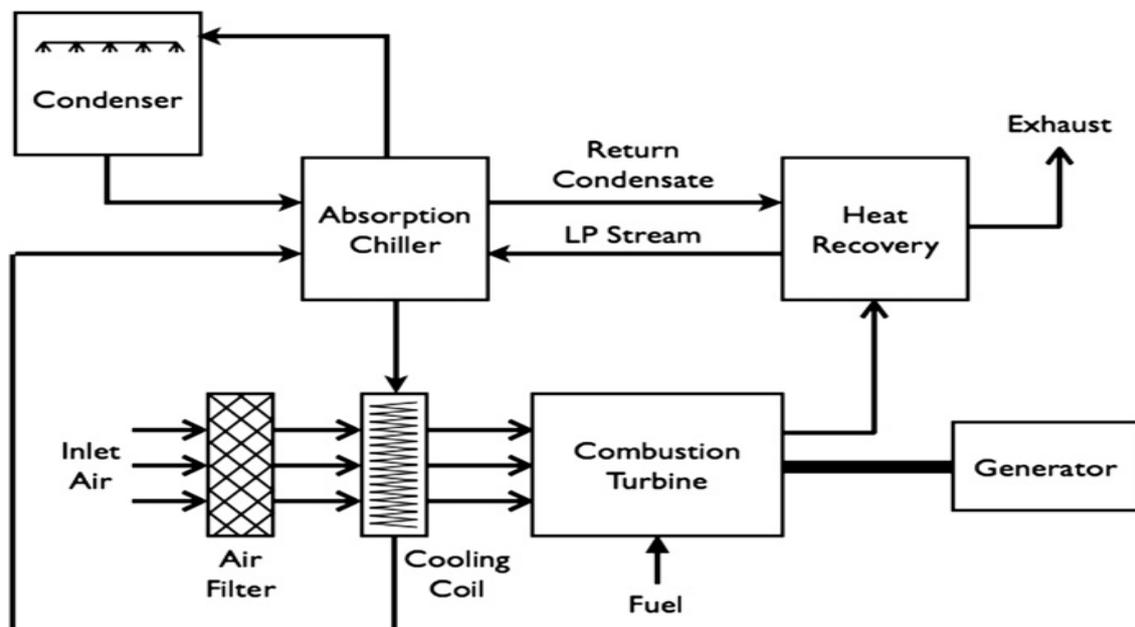


Figura 88. Esquema de una planta de potencia de turbina de gas que incluye un chiller de absorción de calentamiento indirecto alimentado por vapor [49].

La potencia parásita en un ciclo de LiBr – H<sub>2</sub>O de simple efecto se puede estimar en torno a 0,31 KW/RT, mientras que para un ciclo de doble efecto se puede estimar en torno a 0,265 KW/RT [24]. Si ambos sistemas trabajan con vapor, el gasto que requiere

el ciclo de simple efecto, en torno a 8,2 Kg/s por RT, es mayor que el gasto que requiere el de doble efecto, en torno a 4,5 Kg/s [37], aunque la presión del vapor será mayor para el *chiller* de doble efecto (definidas en el apartado 7.6.4).

## **7.8 Almacenamiento térmico en *chiller*.**

El almacenamiento térmico, conocido con las siglas TES (*thermal energy storage*), es un sistema que permite almacenar frío. De esta forma, la potencia frigorífica que está produciendo el *chiller*, no tiene por qué coincidir en cada instante con la potencia frigorífica que demanda el sistema de refrigeración del aire de la turbina. Por otro lado, el precio de la electricidad es mayor durante las horas de mayor demanda, conocidas como horas pico (*on peak hours*) y menor durante las horas en la que la demanda es menor, conocidas como horas valle (*off peak hours*). Por tanto, resulta interesante producir frío durante las horas en las que la electricidad es barata, almacenarlo, y después utilizarlo en las horas en las que el precio de la energía eléctrica es mayor. De esta manera, se cubre igualmente la demanda de refrigeración, pero los costes asociados al consumo de electricidad del *chiller* son menores.

Los sistemas de almacenamiento pueden ser integrados tanto en turbinas que trabajan con *chiller* mecánico, como con *chiller* de absorción. No obstante, como se vio en los apartados anteriores, la potencia parásita asociada a *chiller* mecánico accionado por un motor eléctrico, es del orden de 4 veces mayor que en *chiller* mecánico accionado por motor a gas o turbina de vapor, y del orden de 3 veces mayor al caso de *chiller* de absorción. Por tanto, se conseguirán mayores ahorros económicos cuando el sistema de almacenamiento es integrado en combinación con *chiller* mecánico accionado por motor eléctrico.

Otra razón por la que los sistemas de almacenamiento suelen instalarse en presencia de *chiller* mecánico accionado por motor eléctrico y no en otros es porque, como se vio en los apartados anteriores, son los que llevan asociados un coste de compra e instalación menores, y éste es un factor importante porque hay que considerar también el coste del sistema de almacenamiento. Otra razón es que, dado que normalmente las horas valle (que es donde se carga el sistema de almacenamiento) coinciden con las horas nocturnas, tanto el rendimiento del motor eléctrico como el COP del *chiller* aumentan.

Los sistemas de almacenamiento se pueden clasificar atendiendo a su modo de operación. De esta forma, se dividen en:

- **Sistemas de almacenamiento completo (*full storage*):** el *chiller* no trabaja cuando la demanda de refrigeración es mayor, es decir, durante las horas pico. Cuando no hay demanda de refrigeración (horas valle), el *chiller* funciona a potencia nominal y carga el sistema de almacenamiento. Cuando hay demanda de refrigeración pero es pequeña, el *chiller* sigue trabajando a potencia nominal, una parte de esta potencia frigorífica producida cubre la demanda de refrigeración, y otra parte carga el sistema de almacenamiento. Con este modo de operación, la potencia parásita en las horas de máxima demanda es nula. No

obstante, tanto la potencia nominal como la capacidad del almacenamiento son elevadas, y por tanto el coste de estos sistemas. Por lo tanto, para que el tamaño de *chiller* y del sistema de almacenamiento no sea muy elevado, estos sistemas son interesantes cuando el número de horas valle es elevado y/o el número de horas pico es reducido.

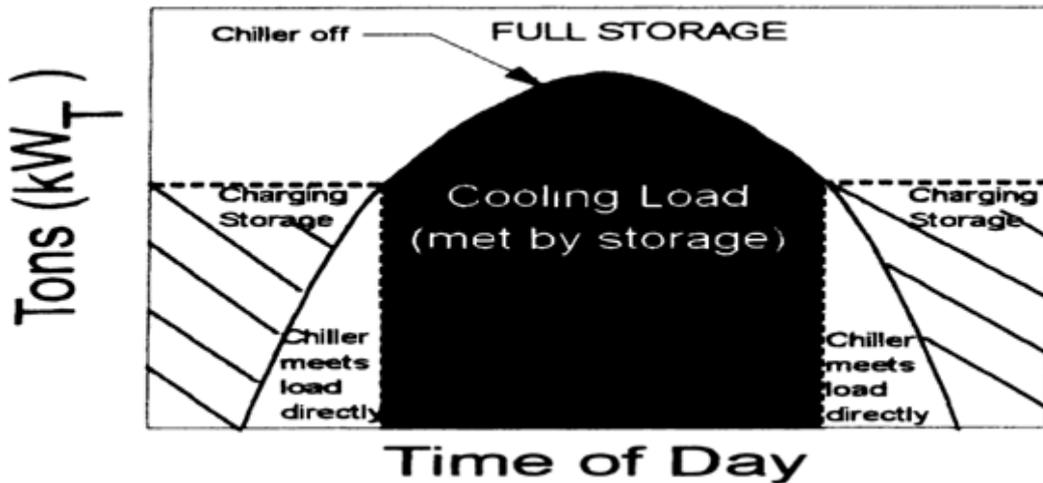


Figura 89. Operación de un sistema de almacenamiento completo [43].

- **Sistemas de almacenamiento parcial con carga constante** (*partial storage load leveling*): este sistema se caracteriza porque el *chiller* está trabajando las veinticuatro horas del día a potencia nominal. Cuando la potencia frigorífica que produce el *chiller* es mayor que la demandada, ésta se almacena en el sistema de almacenamiento, y cuando la potencia frigorífica que se está produciendo es menor a la demandada, el sistema de almacenamiento se va descargando. En estos sistemas, a diferencia de los de almacenamiento completo, la carga parásita durante las horas pico no se elimina, ya que los *chiller* están funcionando. Sin embargo, el tamaño tanto del *chiller* como del sistema de almacenamiento, y por tanto el coste inicial de estos equipos, serán menores.

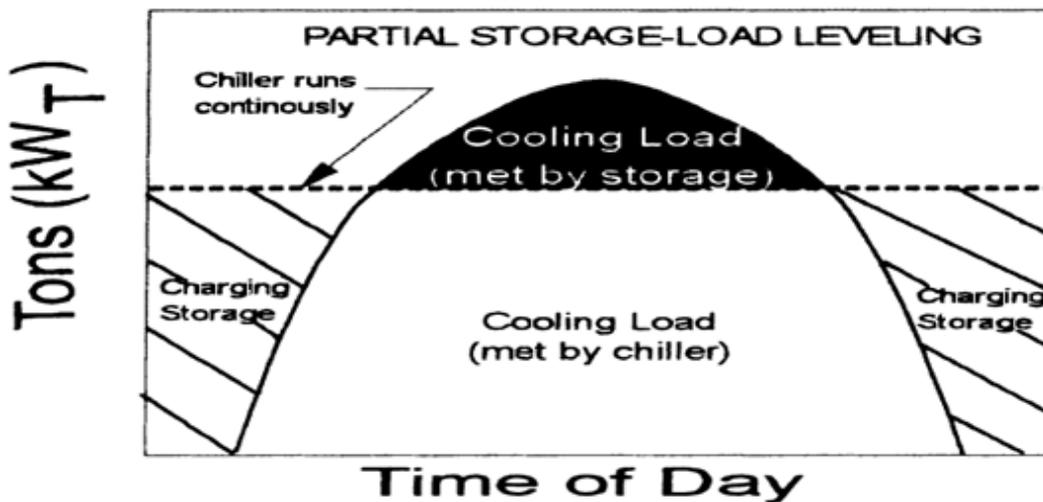


Figura 90. Operación de un sistema de almacenamiento parcial con carga constante [43].

- **Sistemas de almacenamiento parcial con demanda limitada** (*partial storage demand limiting*): el *chiller* está trabajando a potencia nominal todas las horas del día excepto las que corresponden a horas pico, en las que trabaja con un grado de carga parcial. Por tanto, este sistema constituye un punto intermedio entre los otros dos que se han explicado antes. De esta manera, el consumo de potencia será menor que en los sistemas de almacenamiento parcial con carga constante y mayor que en sistema de almacenamiento completo. Análogamente, el tamaño de los equipos será mayor que en sistemas de almacenamiento parcial con carga constante, y menor que en sistemas de almacenamiento completo.

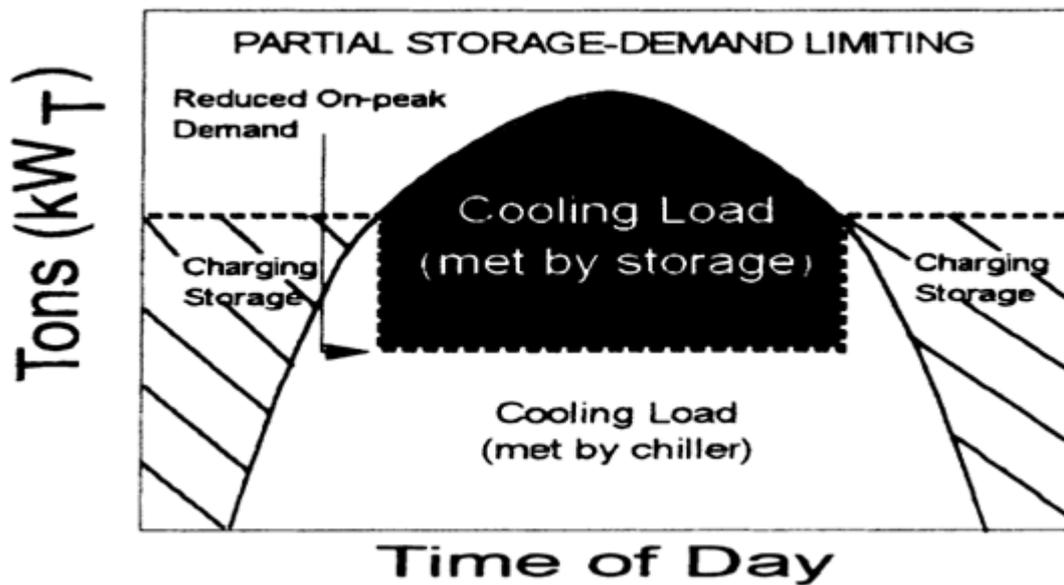


Figura 91. Operación de un sistema de almacenamiento parcial con demanda limitada [43].

Finalmente, un sistema de almacenamiento que está diseñado para trabajar en modo de almacenamiento parcial, puede trabajar en modo de almacenamiento completo en las épocas del año donde la demanda de refrigeración sea menor, como primavera u otoño, reduciendo así los costes asociados a la potencia parásita.

Por otra parte, los sistemas de almacenamiento que pueden incorporar los *chiller* de una turbina de gas se pueden dividir en función de si almacenan calor latente (hielo) o sensible (agua fría) [35]:

- **Sistemas de almacenamiento de agua fría:** se conocen por las siglas CWS (*chilled water storage*). Para almacenar el agua fría se utilizan unos tanques. En dichos tanques, debido al fenómeno de la estratificación, el agua fría tiende a asentarse en la parte inferior mientras que el agua de la parte superior está a una temperatura mayor. Ambas masas de agua son separadas por otra, que se denomina termoclina y que está a una temperatura intermedia. Para garantizar un buen diseño, el espesor de la termoclina debe estar comprendido entre 0,3 y 1 m [43]. El sistema es cargado con agua fría a una temperatura comprendida

entre en 4 y 6 °C [43]. Cuando el sistema de almacenamiento se está cargando, el agua sale del tanque por la parte superior y retorna al tanque por la parte inferior. Análogamente, cuando se está descargando, el agua sale por la parte inferior y retorna por la superior. Otra ventaja de estos sistemas es que el agua almacenada puede ser utilizada para combatir incendios.

- **Sistemas de almacenamiento de hielo:** En estos sistemas, un fluido frío, que tiene que estar a una temperatura aproximada de -7 °C, es utilizado para formar hielo. Por tanto, o bien el *chiller* es un *sistema directo* que lleva el refrigerante directamente al sistema de almacenamiento de hielo, o bien el *chiller* enfría un fluido intermedio que es enviado al sistema de almacenamiento. Este fluido intermedio no puede ser agua normal porque se congelaría, y normalmente es agua glicolada o salmuera [43]. La tecnología más utilizada (aparece representada en la figura 92) para almacenar hielo es la denominada como cosechadora de hielo (*ice-harvester*). Existen otros sistemas de almacenamiento de hielo como el sistema de hielo en tubo, que forma el hielo alrededor de la tubería por la que fluye el refrigerante o el de hielo encapsulado, que forma el hielo en una especie de esferas de material plástico [43].

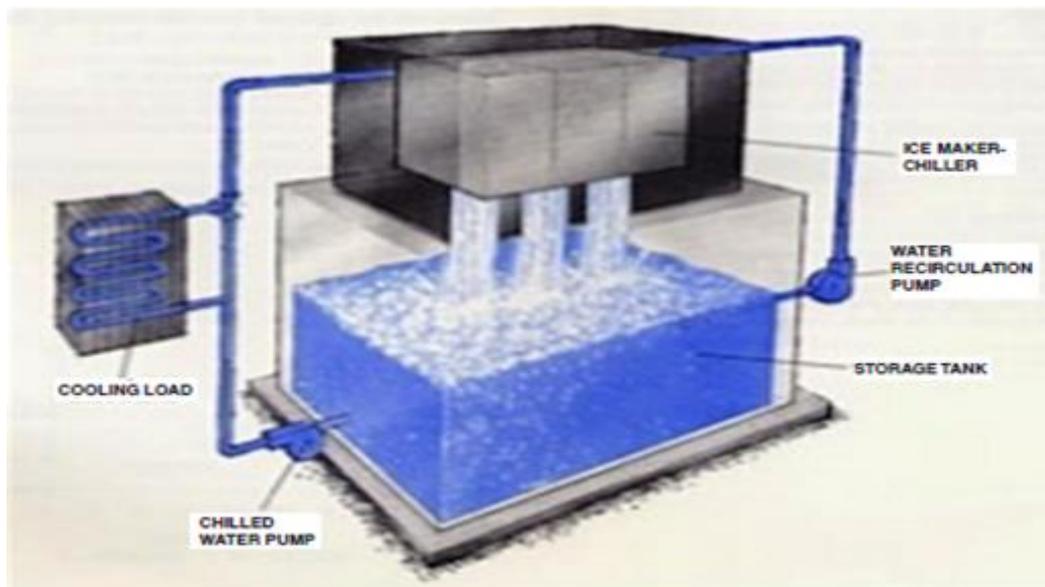


Figura 92. Sistema de almacenamiento de hielo. Cortesía de Automatic Ice Systems.

Cada uno de los sistemas de almacenamiento descritos presenta una serie de ventajas e inconvenientes. De esta manera, para almacenar la misma cantidad de frío, el volumen de acumulación en sistemas que almacenan hielo es del orden de 4 veces menor que el necesario para sistemas que acumulan agua, debido a que un sistema utiliza energía latente y otro sensible [42]. Por tanto, si el sistema de almacenamiento se va a instalar a posteriori, y es de almacenamiento de agua, se puede presentar un problema relacionado con el espacio disponible. Por otra parte, debido a que los sistemas de almacenamiento de hielo necesitan ser cargados con unas temperaturas inferiores, el precio de los *chiller* en este caso será mayor, y el COP de estos será menor. Por otro lado, como los sistemas de almacenamiento de hielo descargan un fluido a una temperatura menor, se podrá enfriar el aire de admisión a turbina a una temperatura más baja. Por la misma razón, para conseguir el mismo grado de refrigeración, los

sistemas que almacenan hielo mueven menos agua, por lo que los costes asociados a la compra de las bombas y tuberías serán menores, así como el coste asociado al bombeo. En la figura 93 [42] se presenta una tabla que establece una comparativa cuantitativa entre los diferentes sistemas de almacenamiento:

	Almacenamiento de agua fría	Almacenamiento de hielo		
		Cosechadoras de hielo	Hielo en tubo	Hielo encapsulado
<b>Coste chiller</b>	85 €/KW	420 €/KW	142 €/KW	142 €/KW
<b>Volumen de acumulación</b>	0,1 m <sup>3</sup> /kWh	0,025 m <sup>3</sup> /kWh	0,02 m <sup>3</sup> /kWh	0,02 m <sup>3</sup> /kWh
<b>Coste sistema de almacenamiento</b>	10 €/KWh	7 €/KWh	20 €/KWh	18 €/KWh
<b>Temperatura de carga</b>	4 °C	-7 °C	-6 °C	-6 °C
<b>COP</b>	5	3	3,1	3,1

Figura 93. Comparativa entre los diferentes de almacenamiento térmico en turbinas de gas (en euros del año 2010).

## 7.9 Otras consideraciones sobre sistemas basados en chiller.

El coste asociado a la adquisición e instalación que presenta un *chiller* de compresión mecánica accionado por un motor eléctrico se puede estimar en 870 €/RT, mientras que para los que son accionados por motores a gas o por turbina de vapor se estima en torno a 1.225 y 1.300 €/RT respectivamente [24]. Mientras que para los *chiller* de LiBr - H<sub>2</sub>O se sitúa en torno a los 1000 €/RT, para el ciclo de simple efecto, y de 1.130 €/RT, para el ciclo de doble efecto [24]. Aunque los *chiller* sean más caros que los sistemas de medio evaporativo, pueden reducir la temperatura del aire a unos valores más bajos, y por tanto producir más potencia. No obstante, el coste de compra es más elevado.

Tanto para los *chiller* de compresión mecánica como para los de absorción, la pérdida de carga que experimenta el aire a su paso por la batería de frío está comprendida entre 250-500 Pa [37].

Por otra parte los *chiller*, a diferencia de otros sistemas de refrigeración permiten acoplar un sistema de almacenamiento. Aunque éste no puede ser integrado cuando se trata de un *sistema directo*.



# 8 Sistemas híbridos.

## 8.1 Introducción.

Se denomina sistema híbrido a un sistema de refrigeración del aire de admisión que está compuesto por la combinación de dos o más sistemas de refrigeración diferentes (enfriador evaporativo de medio húmedo, sistema de *fogging*, sistemas de compresión húmeda, *chiller* de compresión mecánica o *chiller* de absorción). Cuando el sistema de refrigeración está acompañado de un sistema de almacenamiento térmico, el sistema de refrigeración del aire de admisión también se denomina híbrido.

El objetivo que persigue un sistema híbrido es reducir en la medida de lo posible los costes de operación asociados a la refrigeración del aire de admisión. Para ello, los sistemas híbridos llevan incorporados un sistema de control que determina en cada instante cuál (o cuáles) de los sistemas de refrigeración que constituyen el sistema híbrido debe (o deben) estar trabajando y el grado de carga con el que éstos han de operar.

## 8.2 Configuraciones más comunes de los sistemas híbridos.

Aunque teóricamente los sistemas híbridos se podrían constituir de muchas maneras, en la práctica, sólo una serie de combinaciones se utilizan [48]. Éstas se pueden dividir en:

- **Combinación entre enfriadores de medio evaporativo y por sistemas de compresión húmeda.** Por las razones que se comentaron en el apartado 6.1, y como se observa en la figura 68, el sistema de *fogging* y el de compresión húmeda se instalan en serie. Es decir, el aire de admisión atraviesa ambos sistemas de enfriamientos de forma secuencial (en primer lugar el sistema de *fogging* y en segundo lugar el de compresión húmeda). Además de con los sistemas de *fogging*, los sistemas de compresión húmeda se pueden integrar con *chiller* [34], aunque esta opción es menos usada.

El efecto de la sinergia entre sistemas de *fogging* con sistemas de compresión húmeda se presenta en la tabla de la figura 94. En ella, se expone cómo varían los diferentes parámetros de una turbina simple no regenerativa modelo GE 9171 E que trabaja a una frecuencia de 50 Hz, para cuatro casos diferentes. En el primero de ellos (denominado caso base), no se lleva a cabo ningún tipo de refrigeración del aire de admisión. En el segundo caso se utiliza una refrigeración con un sistema de *fogging*, que trabaja con una eficiencia del 100%. El tercer y cuarto casos, utilizan un sistema de refrigeración híbrido compuesto por un sistema de *fogging* (que satura el aire completamente) en combinación con un sistema de compresión húmeda. La diferencia entre el tercer y el cuarto casos

es el porcentaje de gasto de agua que se inyecta con respecto al gasto de aire de admisión.

Parámetro	Caso base	Fogging hasta saturación	Compresión húmeda (1%)	Compresión húmeda (2%)
Temperatura ambiente (°C)	43	43	43	43
Temperatura entrada compresor (°C)	43	30	30	30
Temperatura salida compresor (°C)	386	371	330	293
Relación de compresión	10,9	11,53	11,69	11,8
Temperatura de entrada a turbina (°C)	1122	1121	1120	1118
Temperatura de los gases de escape (°C)	567	557	555	553
Gasto másico de aire de entrada al compresor (kg/s)	357,63	374,59	374,59	374,59
Gasto másico total de entrada al compresor (kg/s)	357,63	376,61	380,37	384,14
Gasto másico de combustible (kg/s)	6,304	6,784	6,234	7,677
Gasto másico de agua inyectada (kg/s)	0	2,023	5,789	9,555
Potencia consumida por el compresor (MW)	128,0	134,7	129,3	125,1
Potencia desarrollada por la turbina (MW)	230,6	247,9	253,0	258,1
Potencia neta que desarrolla la turbina (MW)	100,4	110,9	121,2	130,4
Heat Rate (kJ/kWh)	11.315	11.024	10.766	10.609

Figura 94. Comparativa de las prestaciones de una turbina en función del tipo de refrigeración utilizado [45].

Se puede observar que cuando se utiliza el sistema híbrido la potencia neta que desarrolla la turbina aumenta en comparación con el caso base o con el caso en el que el sistema de refrigeración está compuesto únicamente por un sistema de *fogging*, y cómo el Heat Rate disminuye. Además, estos efectos son más acusados cuando el gasto de agua inyectado en la corriente de aire es mayor (que se corresponde con el cuarto caso). En conclusión, se puede decir que la sinergia entre ambas tecnologías (*fogging* y sistemas de compresión húmeda) repercute positivamente tanto en la potencia que desarrolla la turbina como en el Heat Rate.

- **Combinación entre diferentes tipos de *chiller*.** En este tipo de sistemas la casuística es más amplia que para el caso anterior. Una combinación común es la constituida por un *chiller* de compresión mecánica y uno de absorción. De esta

forma, en las horas valles, donde el precio de la energía eléctrica es bajo, se utiliza el *chiller* de compresión mecánica, mientras que en las horas pico, donde el precio de la energía es alto, se utiliza el *chiller* de absorción o ambos simultáneamente.

Por otra parte, debido que los *chiller* son los únicos sistemas de refrigeración del aire de admisión en turbinas de gas que trabajan con un fluido caloportador intermedio (amoníaco, agua, salmuera...), son los únicos que pueden integrarse con un sistema de almacenamiento térmico. Además debido a las razones que se comentaron en el apartado 7.8, los sistemas de almacenamiento térmico suelen aparecer con más frecuencia en combinación con *chiller* de compresión mecánica. El sistema híbrido también puede estar formado por *chiller* mecánico, *chiller* de absorción, y sistema de almacenamiento térmico [48].

- Combinación entre enfriadores evaporativos y *chiller*.** Los enfriadores evaporativos llevan asociados unos costes de operación menores que los *chiller*, ya que presentan una potencia parásita menor, aunque no pueden enfriar el aire hasta unas temperaturas tan bajas como las que consigue un *chiller*. Por tanto, a priori, se podría pensar en enfriar el aire de admisión mediante dos etapas de refrigeración que trabajen en serie. La primera etapa sería la que lleva asociada unos costes de operación menor (*fogging* o enfriadores de medio evaporativo), y la segunda etapa, que enfriaría el aire desde la salida del enfriador evaporativo hasta la temperatura deseada, y que sólo trabajaría en el caso de que la temperatura a la salida de la primera etapa fuera superior a la deseada. El diagrama psicrométrico de este sistema híbrido se presenta en la figura 95.

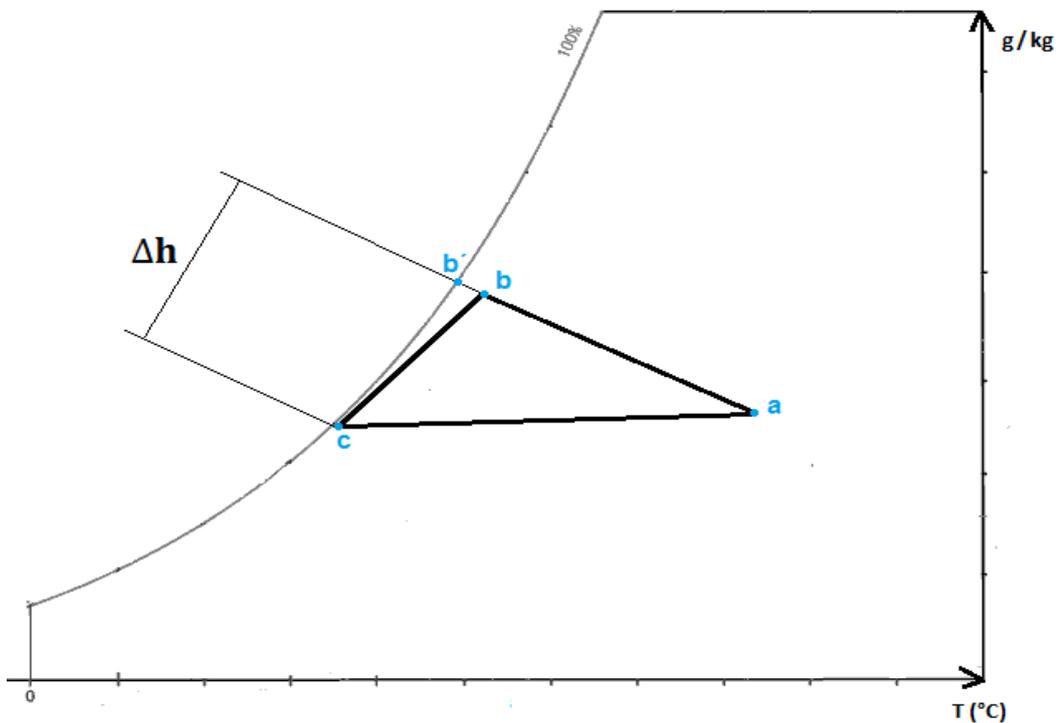


Figura 95. Diagrama psicrométrico del aire a su paso por un sistema híbrido constituido por enfriador evaporativo y *fogging*. Fuente: elaboración propia.

Como se puede apreciar en la figura 95, si quiere enfriar el aire desde el punto **a** hasta el punto **c** la potencia que consume la batería de frío que es alimentada por el *chiller* es igual independientemente de si el enfriador evaporativo está funcionando o no. Por tanto, no tiene sentido instalar un sistema híbrido constituido por un enfriador evaporativo en serie con un sistema de *fogging* para enfriar el aire hasta una temperatura inferior a la de bulbo húmedo ya que el coste de compra del sistema híbrido es mayor al de un sistema constituido únicamente por un *chiller*, la potencia eléctrica que consume el *chiller* es la misma (los costes de operación no varían), y la pérdida de carga es mayor.

Análogamente, si se quiere enfriar el aire (desde un punto **a**) hasta una temperatura inferior a la de bulbo húmedo (punto **b** de la figura 95), el *chiller* del sistema híbrido no trabajaría, pero debido a que incorpora una pérdida de carga mayor en comparación con un sistema constituido únicamente por un enfriador evaporativo (y por tanto la turbina desarrolla menos potencia), la implementación de dicho sistema híbrido no tiene sentido. En conclusión, dado que para ningún caso se justifica la instalación de un sistema híbrido constituido por una primera fase de enfriador evaporativo seguida de otra fase de *chiller*, estos sistemas híbridos no se utilizan.

La otra opción que se plantea es la de un sistema híbrido conformado por los mismos sistemas de refrigeración pero cambiados de orden. Es decir, en primer lugar el aire atraviesa el *chiller*, y a continuación, el enfriador evaporativo.

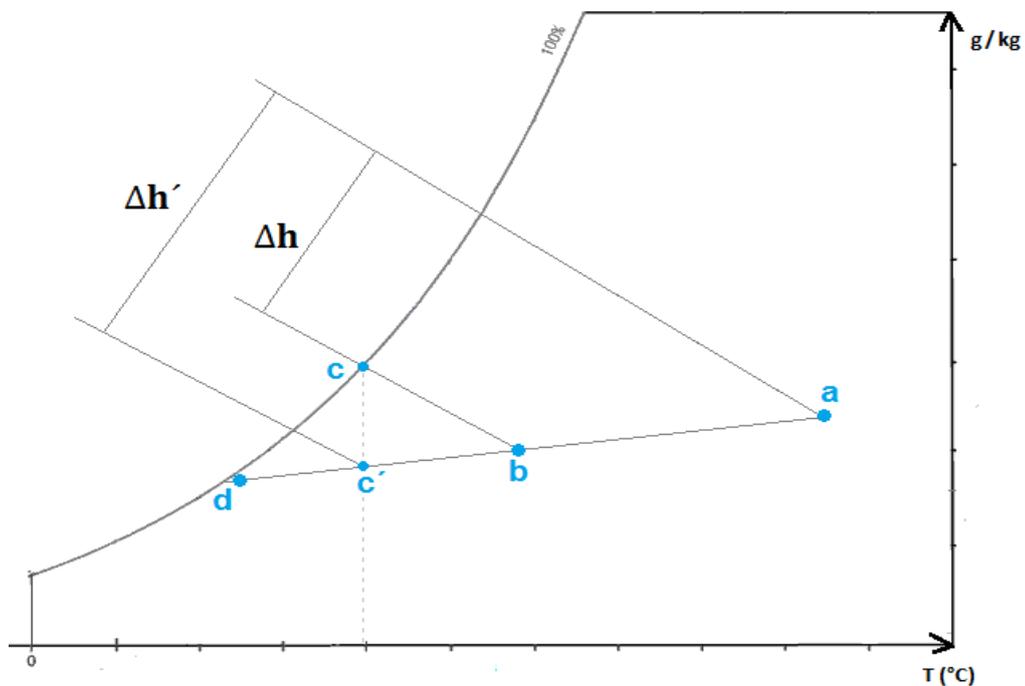


Figura 96. Diagrama psicrométrico del aire a su paso por un sistema híbrido constituido por *fogging* y enfriador evaporativo. Fuente: elaboración propia.

Cuando con esta configuración se quiere enfriar el aire desde unas condiciones exteriores (punto **a** de la figura 96) hasta temperatura inferior a la de bulbo húmedo (punto **c** o **c'**), el sistema híbrido (línea **a-b-c**) lleva asociados unos costes de operación menores al que el que tendría el sistema de refrigeración

constituido únicamente por un *chiller* (línea *a-c*), ya que como se puede observar en el diagrama de la figura 96, el salto entálpico que debe comunicar el *chiller* es menor. Además, este sistema híbrido, si se compara con el constituido por un *chiller* únicamente, permite reducir el tamaño (y por tanto el coste de compra) del *chiller*.

Por otra parte, si este sistema híbrido se compara con el constituido por un enfriador evaporativo exclusivamente [47], presenta las ventajas de que permite reducir la temperatura del aire de admisión hasta valores más bajos, además de consumir menos cantidad de agua (aspecto que puede ser de vital importancia para ubicaciones en las que son frecuentes épocas de sequía). En conclusión, la configuración de un sistema híbrido en la que se ubica en primer lugar el *chiller* y en segundo lugar el enfriador evaporativo, presenta varias ventajas que han permitido la implantación y el desarrollo de dichos sistemas.

Si con esta configuración se quiere conseguir que en determinadas horas del día el aire se enfríe hasta una temperatura del aire cercana a la temperatura de rocío (línea *a-d*), la potencia nominal del *chiller* deberá ser mayor. En esta serie de horas, el enfriador evaporativo no está trabajando y toda la carga de refrigeración la aporta el *chiller*. Por este motivo, los enfriadores evaporativos más usados en plantas que operan de esa manera son los de *fogging*, ya que cuando no están trabajando (y también cuando están trabajando) presentan menos pérdidas de carga (figura 98) que los enfriadores evaporativos de medio húmedo.

### **8.3 Otras consideraciones sobre los sistemas híbridos.**

La utilización de un sistema híbrido conlleva una reducción de los costes de operación asociados con el sistema de refrigeración. No obstante, la inversión inicial necesaria es mayor cuando se utiliza un sistema híbrido. Además, como se vio en el apartado anterior, no todas las combinaciones son viables. Otro aspecto que implica la utilización de un sistema híbrido es la necesidad de adquirir un sistema de control más sofisticado.

Por otro lado, un sistema híbrido no podrá ser instalado a posteriori en las plantas de potencia que presenten alguna de las siguientes restricciones:

- Problemas de espacio. El espacio que requiere un sistema híbrido es más elevado, por lo que se puede dar el caso de que no haya suficiente espacio físico para su instalación.
- Si el aumento de potencia que desarrolla la turbina cuando se introduce un sistema híbrido es superior a la potencia nominal del alternador, no se podrá instalar dicho sistema híbrido. Otra opción sería sustituir el alternador por uno de mayor tamaño, lo que supondría un coste inicial aún más elevado.



## 9 Comparativa entre los diferentes sistemas de refrigeración del aire de admisión.

Tecnología	Ventajas	Desventajas
Enfriador evaporativo de medio húmedo	Coste de compra muy pequeño	Salto térmico que se puede enfriar el aire acotado por la temp. de bulbo húmedo del aire exterior
	Diseño simple y de confianza	
	Carga parásita pequeña	El aumento de potencia está impuesto por las condiciones ambientales
	Costes de operación pequeños	Gran consumo de agua potable
	Rápida entrega e instalación	Altos costes de mantenimiento asociados a la formación de deposiciones y al tratamiento del agua
Enfriador evaporativo de <i>fogging</i>	Coste de compra pequeño	Salto térmico que se puede enfriar el aire acotado por la temp. de bulbo húmedo del aire exterior
	Carga parásita pequeña	
	Tiempo de mantenimiento anual reducido	El aumento de potencia está impuesto por las condiciones ambientales
	Rápida entrega e instalación	Requiere agua desmineralizada Requiere filtros adicionales y sistemas de drenaje
<i>Chiller</i> de absorción	La temperatura hasta la que se puede refrigerar el aire de admisión no depende las condiciones ambientales	Grandes costes de compra
	Menor potencia parásita que los <i>chiller</i> eléctricos	Grandes costes de operación y mantenimiento
	El aumento de potencia conseguido es superior al que se consigue con enfriadores evaporativos	Sistema complejo que requiere operador con experiencia
	Capacidad para aprovechar la energía asociada a los gases de escape de la turbina	Consume grandes potencias térmicas
		Lenta entrega e instalación
		La temperatura mínima hasta la que se puede enfriar el aire es superior al caso de los <i>chiller</i> mecánicos
<i>Chiller</i> mecánico	La temperatura hasta la que se puede refrigerar el aire de admisión no depende las condiciones ambientales	Grandes costes de compra
	Se puede enfriar el aire hasta la temperatura deseada	Grandes costes de operación y mantenimiento
	Diseño relativamente simple y de confianza	Grandes consumos de potencia parásita durante horas pico
	El aumento de potencia conseguido es superior al que se consigue con enfriadores evaporativos	Lenta entrega e instalación
		Potencia parásita mayor que la que presentan los medios evaporativos

Figura 97. Comparativa entre las diferentes tecnologías utilizadas en la refrigeración del aire de admisión en una turbina de gas [49]

En la tabla de la figura 97 se expone, de forma cualitativa, los principales atractivos e inconvenientes que presentan cada una de las diferentes tecnologías. Finalmente, si se tiene en cuenta lo que se comenta en los apartados 4.6, 5.9 y la fuente bibliográfica [46], se puede construir una tabla como la representada en la figura 98.

<b>Tecnología</b>	<b>Potencia parásita</b>	<b>Pérdida de carga</b>	<b>Coste de compra</b>
Enfriador evaporativo de medio húmedo	0,3 - 0,5 %	74,6 Pa	25 - 60 €/kW
Enfriador evaporativo de <i>fogging</i>	0,5 - 0,7 %	24,9 Pa	30 - 70 €/kW
<i>Chiller</i> eléctrico	0,8099 KW/RT	373,2 Pa	834 \$/RT
<i>Chiller</i> de absorción de simple efecto	0,2822 KW/RT	373,2 Pa	1239 \$/RT
<i>Chiller</i> de absorción de doble efecto	0,2491 KW/RT	373,2 Pa	1435 \$/RT

*Figura 98. Comparación cuantitativa entre las diferentes tecnologías utilizadas en la refrigeración del aire de admisión en una turbina de gas. Fuente: elaboración propia.*

En la tabla de la figura 98, la potencia parásita de los medios evaporativos se da como el porcentaje que supone ésta frente al aumento de potencia extra que se consigue con el sistema de refrigeración. Por otra parte, en la columna referente al coste de compra, los euros están referidos a euros del año 2008, y los dólares están referidos a dólares del año 2000.

## 10 Conclusiones.

A día de hoy la totalidad de las turbinas de gas llevan integrados un sistema de filtración del aire de admisión y muy frecuentemente también un sistema de refrigeración, de ahí la importancia de conocer las características de ambos sistemas.

No obstante, a la hora de elegir los diferentes componentes que constituirán los sistemas de filtración y refrigeración, el número de posibles configuraciones es elevado. Si bien, como se expuso en apartado 2.5, la configuración del sistema de filtración viene determinado principalmente por el clima y el entorno de la ubicación donde está integrada la turbina de gas, no ocurre lo mismo a la hora de seleccionar el sistema de refrigeración de una turbina de gas.

Para determinar la tecnología (o conjunto de ellas si el sistema es híbrido) que conformará (o conformarán) el sistema de refrigeración del aire de admisión de la turbina, se deberán tener en cuenta, además de las condiciones climatológicas locales propias de la ubicación en cuestión, otros factores como pueden ser los asociados a cuestiones relacionadas con la fiabilidad, el mantenimiento (y sus costes asociados), la seguridad, los costes de compra, los costes de operación, la disponibilidad de agua, el tipo de turbina, el espacio disponible, la curva de demanda que se desee cubrir, el precio de la electricidad o del combustible en la ubicación concreta.

Como se ha descrito a lo largo de este trabajo y se ha resumido en el apartado 9, cada uno de los diferentes sistemas de refrigeración presentan una serie de ventajas y desventajas. Por tanto, para cada instalación concreta no existe una solución única que proporcione cuál es el sistema de refrigeración ideal. Si por algo se caracteriza un problema de ingeniería es porque puede ser resuelto con diferentes soluciones.

En conclusión, para cada caso particular se deberá realizar un análisis particular y con profundidad integrando las restricciones características de cada planta y las variables que se desean optimizar.



# 11 Bibliografía

- [1] Melissa Wilcox, Rainer Kurz, Klaus Brun: Technology review of modern gas turbine inlet filtration systems, 2012.
- [2] GEK111330: Operation and Maintenance Recommendations for Gas Turbine Inlet Air Filter Compartments, 2005.
- [3] Marco Santini, Giorgio Marchetti, Fiorenzo Giuntini, Carmen Suarez: Gas turbine high efficiency filtration systems, 2012.
- [4] Ana Paula P. dos Santos, Claudia R. Andrade, Edson L. Zaparoli: Comparison of different gas turbine inlet air cooling methods, International Journal of mechanical, aerospace, Industrial, mechatronic and manufacturing engineering, Volumen 6, 2012.
- [5] ASHRAE: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and equipment (SI). Atlanta, 2008.
- [6] Farzaneh-Gord, Deymi-Dashtebayaz: Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance. Energy, 36,1196–1205, 2011.
- [7] Stephen Hiner: Filtration solutions for gas turbines in the real world, 2015.
- [8] Ibrahim, T. K.; Rahman M. M.; Abdalla A. N: Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review. International Journal of Physical Sciences, volumen 6, pp 620-627, 2011.
- [9] Juan F. Coronel Toro: Colección de problemas resueltos de tecnología frigorífica, 2013.
- [10] Gas Turbine World 2009 GTW Handbook, volumen 27, 2009.
- [11] Augusto García Hernández, Richard Baldwin, Melissa Wilcox, Klaus Brun: Guideline for gas turbine inlet air filtration systems, 2010.
- [12] R. L. Loud, A. A. Slaterpryce: Gas Turbine Inlet Air Treatment, GER-3419A, 1991.
- [13] <http://www.volzfilters.com>
- [14] Thomas Mee, Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji: Inlet fogging of gas turbine engines-part III: Fog behavior in Inlet ducts, computational fluid dynamics analysis, and wind tunnel experiments. Journal of engineering for gas turbines and power, volumen 126, pp 571-580, 2004.
- [15] G. T. HILL: Gas turbine intake systems in unusual environments, 1973.
- [16] Dominique Orhon, Stephen D. Hiner, Jim Benson, Rainer Kurz: Gas turbine air filtration systems for offshore applications, Houston, 2015.
- [17] Jamal Atia Abdusamad: The effect of gas turbine inlet cooling on part load performance of Benghazi / Libya combined cycle power plant (452.75 MW).

- [18] Robert Poku, Ezenwa A. Ogbonnaya, Tokoni W. Oyinki: Thermo-economic analysis of evaporative cooling in a gas turbine plant in Niger Delta, 2015.
- [19] B. Mohanty, G. Paloso; Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller. Heat recovery systems & CHP, Volumen 15, pp 41-50, 1995.
- [20] Mohammad Ameri, H. R. Shahbazian, M. Nabizadeh: Comparison of evaporative inlet air cooling systems to enhance the gas turbine generated power. International journal of energy research, volumen 31, pp 1483-1503, 2007.
- [21] R. S. Johnson: The theory and operation of evaporative coolers for industrial gas turbine installations. Journal of engineering for gas turbines and power, Volumen 111, pp 327-334, 1989.
- [22] GEK 111331: Operation and maintenance recommendations for media type gas turbine inlet air evaporative coolers, 2005.
- [23] GEK 107158 A: Water supply requirement for gas turbine inlet air evaporative coolers, 2002.
- [24] R. Chacartegui, F. Jiménez-Espadafor, D. Sánchez, T. Sánchez: Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. Energy conversion and management, volumen 49, pp 2130–2141, 2008.
- [25] Cyrus B. Meher-Homji, Thomas R. Mee: Gas turbine power augmentation by fogging for inlet air. Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium, pp 95 -114, 1999.
- [26] Mee Industries Inc.: Understanding and Evaluating High Pressure Fogging Systems for Gas Turbine Inlet Cooling, 2002.
- [27] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji: Gas turbine power augmentation: Parametric study relating to fog droplet size and its influence on evaporative efficiency. Journal of engineering for gas turbines and power, volumen 133, 2011.
- [28] Thomas Mee, Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji: Inlet fogging of gas turbine engines-part I: Fog droplet thermodynamics, heat transfer, and practical considerations. Journal of engineering for gas turbines and power, volumen 126, pp 545-558, 2004.
- [29] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji, Thomas Mee: Inlet fogging of gas turbine engines-part II: Fog droplet sizing analysis, nozzle types, measurement, and testing. Journal of engineering for gas turbines and power, volumen 126, pp 559-570, 2004.
- [30] M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto, S. Ingistov, R. K. Bhargava, C. B. Meher-Homji, M.A Chaker: Gas turbine fogging technology: A state of the art review-part I: Inlet Evaporative Fogging - Analytical and experimental aspects. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, volumen 129, pp 443- 453, 2007.
- [31] Bob Omidvar: Gas turbine Inlet air cooling system. The 3rd annual Australian gas turbine conference, Melbourne Australia, 6 y 7 de diciembre de 2001.
- [32] Scott Cloyd, Sanjeev Jolly: Performance enhancement of GT 24 with wet compression. Presentado en Power-Gen International, Las Vegas (Nevada), 9-11 de diciembre de 2003.

- [33] Sanjeev Jolly: Wet Compression - A powerfull means of enhancing combustion turbine capacity. Presentado en Power-Gen International, Orlando (Florida), 10-12 de diciembre de 2002.
- [34] CR Energy Group: Wet compression power augmentation system overview, 2013.
- [35] Gas turbine air inlet cooling, David Flin.
- [36] Craig Cortes, Daniel Willems: Gas turbine Inlet air cooling techniques: An overview of current technologies. Power Gen 2003, Las Vegas (Nevada), 9-11 de diciembre, 2003.
- [37] Dharam V. Punwani: Chiller technologies for Turbine Inlet Cooling. Energy-Tech Magazine, April and June, 2004.
- [38] <http://www.ichps.com/>
- [39] Douglas Mahone: Gas engine-driven chillers, 1998.
- [40] Ian Spanswick: Advances in steam cooling systems. ASHRAE Journal, Volumen 45, septiembre de 2003.
- [41] <http://www.absorsistem.com/>
- [42] Carlos de Ceballos Cabrillo: Integración del almacenamiento térmico de frío en la generación eléctrica y la cogeneración, 2010.
- [43] S. M. Hasnain: Review on sustainable thermal energy storage technologies, part - II: cool thermal storage. Energy Conversion and Management, volumen 39, pp 1139-1153, 1998.
- [44] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji, Thomas Mee: Gas Turbine Fogging Technology: A state of the art review-Part III: Practical considerations and operational experience,
- [45] R. Bhargava, C. B. Meher-Homji: Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging. Journal of engineering for gas turbines and power, volumen 127, pp 145-158, 2005.
- [46] T. Pierson, J. Bagley, D. Punwani, W. Ryan: A hybrid system for combustion turbine inlet air cooling at the calpine clear lake cogeneration plant in Pasadena, Texas, 2000.
- [47] Hany A. Al-Ansary, Jamel A. Orfi, Mohamed E. Ali: Impact of the use of a hybrid turbine inlet air cooling system in arid climates. Energy Conversion and Management, volumen 75, pp 214-223, 2013.
- [48] Dharam V. Punwani: Hybrid Systems & LNG for Turbine Inlet Cooling (TIC). Energy-Tech Magazine, Octubre de 2004.
- [49] Abdulrahman M. Al-Ibrahim, Abdulhadi Varnham: A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia. Applied Thermal Engineering, volumen 30, pp 1879-1888, 2010.