

## RENDIMIENTOS DE DESHUMIDIFICACION DEL AIRE MEDIANTE SALES DISECANTES EN APLICACIONES HVAC/R.

### Performance of dehumidifier systems by desiccants salts in HVAC applications.

#### RESUMEN

Este artículo presenta los resultados del estudio realizado para determinar el rendimiento térmico de diferentes procesos de deshumidificación de aire en climatización de recintos.

Se comparan diferentes sistemas de rueda disecante y sistemas tradicionales de acondicionamiento de aire en condiciones de funcionamiento de verano con el objetivo de analizar las posibilidades que ofrece este tipo de tecnología en el área de acondicionamiento de aire en Colombia.

#### NÉSTOR FONSECA DIAZ

Ph.D. University of Liège Belgium

Profesor Asistente

Universidad Tecnológica de Pereira

[nfonseca@utp.edu.co](mailto:nfonseca@utp.edu.co)

**PALABRAS CLAVES:** Disecantes, HVAC, Control de humedad

#### ABSTRACT

*This article presents the results of the study performed in order to evaluate the thermal performance of different dehumidifier processes.*

*Different systems of desiccant wheel and traditional systems of air conditioning systems operating in summer time are compared with the objective of analyzing the possibilities that this type of technology offers in the area of air conditioning in Colombia.*

**KEYWORDS:** Desiccants, HVAC, humidity control.

#### 1. INTRODUCCIÓN

Para este análisis se utilizan deshumidificadores de disecante-sólido rotatorio. Su estructura es similar a la de una rueda entálpica. Vista en planta, la rueda asume la apariencia de un fino panal de abejas con muchos canales pequeños. Se construye usualmente a partir de elementos hechos de láminas corrugadas y planas de fibras de vidrio, papel o algunas veces aluminio. La lámina es fibrosa y está impregnada con disecante (sílica gel o zeolita (tamiz molecular)). El aire pasa por los canales formados a través de las capas de lámina, arreglados paralelamente al eje de la rueda. El dispositivo rota lentamente entre los dos flujos de aire: la humedad es removida del aire de proceso a través del disecante, después de una rotación parcial la porción de rueda saturada es regenerada por una corriente de aire tibia y seca (aire de regeneración) para que pueda ser re-usada. Un elemento fijo con una junta flexible separa los dos flujos de aire [1].

Para el análisis de rendimiento de este tipo de sistemas se utilizan por lo general tres metodologías:

- Simulación numérica
- Métodos de caracterización.
- Resultados experimentales.

Durante la simulación numérica, se descompone la rueda en elementos más pequeños en los cuales se consideran

Fecha de Recepción: 15 de Septiembre de 2009.

Fecha de Aceptación: 12 de Noviembre de 2009.

las propiedades constantes. Se escriben las ecuaciones que describen el equilibrio de fase entre el vapor, el aire y agua contenida en el adsorbente, así como las ecuaciones de conservación de masa y energía. La simulación puede efectuarse en régimen dinámico. En el trabajo publicado por Simonson et al. [2] se presenta una revisión crítica de los diferentes modelos de simulación de ruedas disecantes.

El método de caracterización consiste en combinar de manera estricta la temperatura y humedad del aire hasta crear una nueva función llamada función característica, que indica el potencial de intercambio de humedad entre el disecante y el vapor de agua. Esta función permite utilizar las ecuaciones de transferencia de calor sustituyendo la temperatura [3].

Los resultados experimentales provienen generalmente de catálogos de los fabricantes. Usualmente estos datos están incompletos y no permiten tomar en cuenta todos los parámetros que influyen en el rendimiento de las ruedas disecantes. Estos resultados se presentan por lo general en forma grafica teniendo como abscisa la humedad del aire a la entrada y en la ordenada la humedad y temperatura del aire a la salida. Se toma como parámetro la temperatura del aire a la entrada de la rueda. La velocidad de rotación de la rueda, la velocidad axial del aire y la temperatura del aire de regeneración son consideradas fijas [4]. Un ejemplo de este tipo de información se observa en la Figura 1.

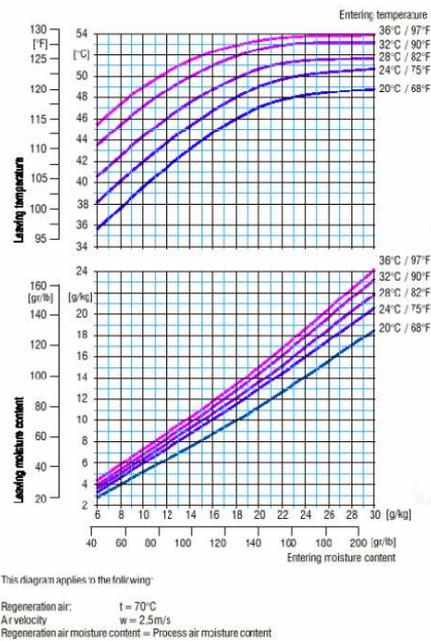


Figura 1. Ejemplo de resultados experimentales.

Varios parámetros influyen en el rendimiento de este tipo de sistemas:

- Temperatura y humedad a la entrada
- Velocidad de rotación de la rueda
- Velocidad de pasada del aire en la rueda.
- Temperatura y humedad del aire de regeneración.
- Flujo de aire de regeneración.

Entre más húmedo este el aire de entrada, mayor humedad y temperatura tendrá a la salida. Un comportamiento similar presenta la temperatura de entrada.

La velocidad de rotación óptima de la rueda es aquella en que el desecante está justo en su punto de saturación en el momento en que es sometido a la regeneración. Una velocidad de rotación demasiado alta dejaría una parte del desecante sin utilizar y la parte de la rueda en proceso de regeneración no tendría a su vez el tiempo de regenerarse completamente. Una velocidad baja de la rueda permitiría que una parte del desecante este saturado. Esto tendría como consecuencia que esta parte del desecante no participaría más en el proceso y que la parte regenerada permanecería demasiado tiempo en la corriente de aire caliente que podría deteriorarle.

Una velocidad baja del aire significa un tiempo de residencia significativo y una mejor captación de humedad.

Cuando la temperatura de regeneración aumenta, el desecante está más seco al salir del proceso de regeneración y puede adsorber más humedad. Generalmente, el flujo de aire de regeneración es igual o equivalente al 75 % del flujo de aire fresco.

Se han efectuado ensayos de tipo experimental que indican que los rendimientos de deshumectación disminuyen solo significativamente a partir de un flujo de aire inferior a la mitad del flujo de aire fresco [5].

## 2. COMPARACION DE VARIOS SYSTEMAS DE RUEDA DISECANTE Y ACONDICIONADORES DE AIRE “NORMALES”.

Se va a comparar diferentes sistemas de rueda desecante y sistemas tradicionales de acondicionamiento de aire en condiciones de funcionamiento de verano. Es importante notar que el objetivo no es crear un nuevo modelo, pero si analizar y estimar las posibilidades que ofrece este tipo de tecnología en el área de acondicionamiento de aire.

Los resultados comunes de esta comparación son los siguientes:

- Carga latente (QL): 2kW
- Carga sensible (QS): 10kW
- Flujo de agua limpia: 0.25 kg/s
- La carga latente corresponde a la humedad producida por más de 30 personas donde un flujo de aire fresco de 30 m<sup>3</sup>/h se considera para cada persona.
- Condiciones de confort interior:  
 $t_a = 24^\circ\text{C}$ , RH= 50%
- Condiciones exteriores:  $t_a = 30^\circ\text{C}$ , RH= 50%.

Adicionalmente a estas condiciones, se impone que la temperatura del aire inyectado debe estar a un máximo de 8°C más baja que la temperatura de confort del recinto acondicionado, esto con el fin de evitar los riesgos de desconfort por corrientes frías.

Para cada sistema, se comparan las necesidades de calor y de frío así como los niveles de temperatura necesarios para la fuente de frío o calor. Se hará aparecer la expresión de un coeficiente de rendimiento del ciclo (COP<sub>termico</sub>), que corresponde al efecto útil (QS+QL) dividido por la energía requerida para alcanzarlo.

### 2.1 Acondicionamiento de aire en recirculación simple.

Se considera un sistema “todo aire”. El esquema utilizado se observa en la Figura 2.

Se mezcla aire que viene del recinto con un flujo de aire fresco mínimo (punto 4 Figura 2). Se debe luego enfriar suficientemente la mezcla para obtener la condensación de vapor de agua. La mezcla es luego calentada para obtener las condiciones demandadas del punto de suministro:

$$|t_2 - t_1| < 8^\circ\text{C}$$

Se observa que existe un desperdicio de energía considerando que se debe enfriar la mezcla a una temperatura bastante baja, con el solo objetivo de

deshumectarla. Se debe luego recalentar para llevarla a las condiciones de confort. Se podría eventualmente suprimir este recalentamiento si se sabe que el aire se calentara en los ductos por intercambio con el ambiente.

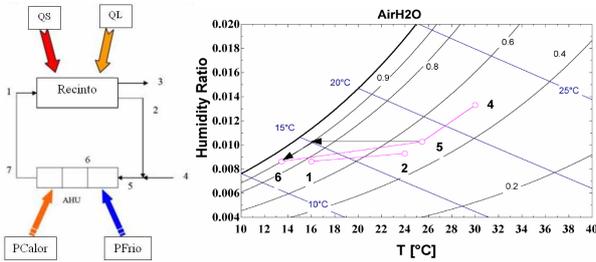


Figura 2. Acondicionamiento de aire en recirculación simple.

Se tiene por lo tanto:

$$COP_{termico} = \frac{QS + QL}{P_{calor} + P_{termica,motor}}$$

Donde

$$COP = \frac{PFrio}{P_{electica,motor}}$$

$$\eta_{central} = \frac{P_{electica,motor}}{P_{termica,motor}}$$

Se supone que a la salida del serpentín enfriador el aire está saturado a 90%.

Se emplea en el punto 4 (Figura 2) el flujo de aire nuevo mínimo, ya que estando caliente y húmedo, los rendimientos del ciclo disminuyen cuando el flujo de aire nuevo aumenta. La potencia de frío (PFrio) de 20 kW (evolución de 5 a 6) y la potencia de calefacción (Pcalor) de 3.16 kW (evolución de 6 a 1). La temperatura mínima del aire es de 13.5 °C.

El COP de la maquina frigorífica utilizada en esta aplicación es del orden de 3.7. Si se considera un rendimiento promedio de las centrales eléctricas de 38% se obtiene en este caso un COP térmico del orden de 0.69.

**2.2 Acondicionamiento de aire en recirculación doble.**

Se emplea un sistema todo aire. El esquema de este proceso se indica en la Figura 3, así como el diagrama psicrometrico. Los puntos 6 y 7 se confunden.

El flujo de recirculación se puede regular de tal forma que la demanda de calefacción se pueda anular.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

- Potencia en calefacción: 0 kW
- Potencia de frío: 16.9 kW
- Temperatura del aire en el punto 6: 13°C

Se ha reducido por lo tanto la demanda de calefacción y de frío pero se redujo también el nivel de temperatura requerido por el agua fría del serpentín. El COP térmico obtenido es de 0.99.

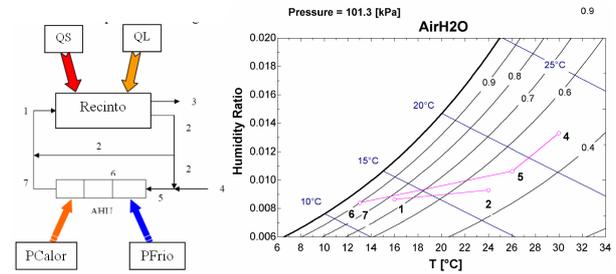


Figura 3. Acondicionamiento de aire en recirculación doble.

**2.3 Acondicionamiento del aire nuevo + techo frío**

En este ciclo, en lugar de la variedad “todo aire”, se deshumecta (y se enfría) el aire nuevo. La mayor parte de la carga sensible en el recinto es retirada por el techo frío (Pfsen). El esquema de esta instalación se muestra en la Figura 4.

Si se emplea la renovación de aire mínima, los resultados son los siguientes:

- Potencia en calefacción: 1.9 kW
- Potencia de frío: 11.3 kW
- Temperatura del aire en el punto 6: 9.4°C
- Potencia frigorífica del techo frío: 7.5 kW

Para calcular el COP de la maquina frigorífica que alimenta el techo frío, se supone que este se alimenta con agua a 13°C. El COP de este ciclo es de 3.7 contra 3.3 del ciclo de la maquina frigorífica del serpentín deshumectador. El COP térmico global obtenido es igual a 0.73.

Aumentando el flujo de aire nuevo, el serpentín puede trabajar con una temperatura de agua mayor, ya que no se debe deshumectar el aire tan intensamente. El ciclo frigorifico tiene un mejor COP, pero la potencia de enfriamiento debe aumentar, ya que el flujo de aire es mayor. Cuando el flujo disminuye se produce el efecto inverso.

Hay un flujo de aire nuevo que permite optimizar el COP total. Este flujo es de 0.2 kg/s. El COP total es en este caso de 0.76, pero el flujo mínimo de aire nuevo requerido no se satisface.

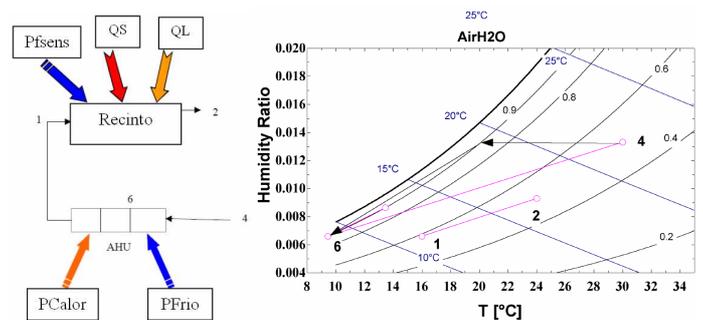


Figura 4. Acondicionamiento del aire nuevo + techo frío.

## 2.4 Acondicionamiento del aire nuevo, con recirculación + techo frío

Se refiere al esquema de la figura 5.

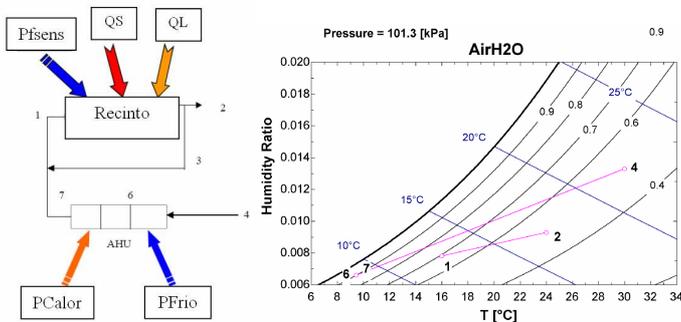


Figure 5. Acondicionamiento del aire nuevo, con recirculación + techo frío

El circuito de recirculación permite anular la potencia de calefacción necesaria para no inyectar aire demasiado frío en el local.

Si se emplea la renovación mínima de aire, los resultados son los siguientes:

- Potencia en calefacción: 0 kW
- Potencia de frío: 11.3 kW
- Temperatura del aire en el punto 6: 9.4°C
- Potencia frigorífica del techo frío: 5.6 kW

Para las mismas condiciones del caso anterior, el COP térmico es en este caso 0.92. Es mejor porque se gana en dos aspectos: se evita la potencia requerida para recalentar el aire y al salir de la unidad de tratamiento a una temperatura más baja, se reduce la potencia requerida del techo frío.

## 2.5 Sistema de rueda disecante con silicagel

Este sistema permite separar la deshumectación del aire de su enfriamiento. Se utiliza el dispositivo indicado en la Figura 6. El enfriamiento del aire (carga sensible) puede ser realizado por un sistema de techo frío. Se puede igualmente pensar en un sistema de enfriamiento del aire en una batería de enfriamiento (antes de la entrada al recinto) [6], [7], [8], [9]. De este modo, el COP de la instalación frigorífica es mayor ya que no hay necesidad de producir agua muy fría para condensar la humedad del aire.

Las abreviaciones utilizadas en la Figura 6 son:

DW: Desiccant Wheel  
 AH: Air Heater  
 TW: Thermal Wheel  
 EC: Evaporative Cooler

El principio de cálculo es determinar la temperatura de regeneración ( $t_7$ ) requerida para que el sistema de secado pueda tomar la carga latente del recinto. El flujo de aire utilizado es el mínimo requerido. Se supone que el flujo de aire de regeneración es el mismo flujo de aire fresco.

Se calcula por lo tanto la potencia de calefacción. La potencia sensible de enfriamiento que debe suministrar el techo frío se calcula a partir de la temperatura del aire a la entrada del recinto (el aire suministrado al recinto puede estar caliente si el enfriamiento en la rueda no es suficiente). Se debe indicar que las ruedas desecantes trabajan generalmente con un flujo de aire de regeneración del 100% al 75% de aire nuevo. En [5] se indica que la eficacia de la rueda no decrece mucho salvo que el flujo sea inferior al 50% del flujo de aire fresco. Como la potencia de calentamiento es directamente proporcional al flujo, el flujo de aire de regeneración tiene una importancia considerable en el rendimiento del sistema.

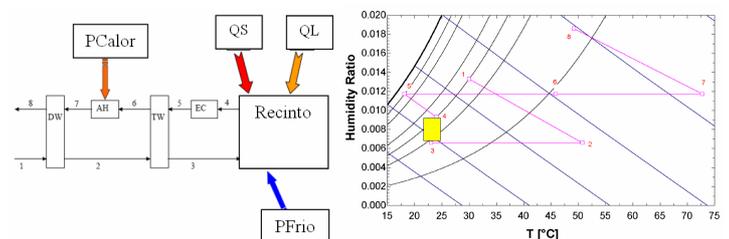


Figure 6. Sistema de rueda disecante con silicagel

Se observa en el diagrama de la Figura 6 que se debe calentar el aire de regeneración hasta 73°C para obtener la deshumectación deseada. El cuadro entre los puntos 3 y 4 de la Figura 6 representa el recinto.

La potencia de calefacción necesaria es de 8.2 kW y la potencia de frío suministrada por el techo frío es de 9.7 kW. Esto significa que el aire de renovación toma una parte de la potencia de frío sensible (su temperatura a la entrada del recinto es <24°C).

Como el agua de circulación en el techo frío está a una temperatura de 13 °C a la entrada, se puede tomar un COP frigorífico de 3.7. Se calcula un COP térmico de 0.79 que es mayor al del ciclo todo aire nuevo sin recirculación.

## 2.6 Sistema de doble rueda disecante con silicagel

Se utiliza la configuración mostrada en la Figura 7. El principio de cálculo es el mismo, se supone por simplicidad que las temperaturas 9 y 4 son iguales.

La suma de potencia de calefacción es de 9.8 kW. La potencia de frío sensible, que debe encargarse de la carga retirada por el techo frío es de 9 kW. El COP térmico global es de 0.73. La temperatura requerida del aire en el punto 9 y 14 es de 53°C. Este sistema permite por lo tanto utilizar el calor a más baja temperatura, pero el

costo de inversión es mucho mayor que cuando se usa una sola rueda.

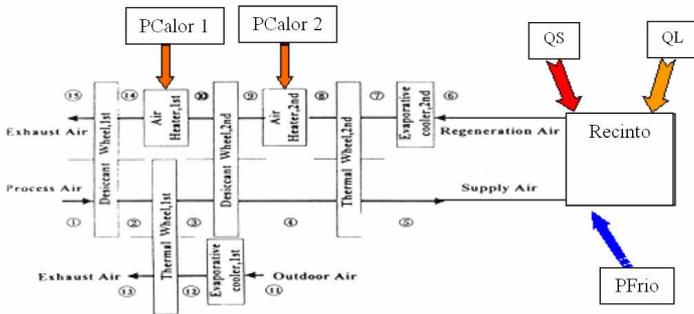


Figure 7. Doble rueda disecante con silicagel

**2.7 Sistema de rueda disecante con LICAL (zeolita)**

En este trabajo, se desarrollaron las curvas de humedad y temperatura del aire deshumectado a la salida de la rueda de secado en forma de polinomios. Estas curvas son validas para una temperatura de regeneración de 70°C. El esquema de la instalación es el mismo de la Figura 6.

En este modelo, se verifica que la rueda de secado puede dar las condiciones de humedad requeridas en el punto de suministro, con el flujo de aire mínimo.

Con una temperatura de regeneración de 70°C, la rueda no alcanza esta condición, se debe por lo tanto aumentar el flujo de aire que pasa por la rueda disecante. En efecto si se usa un flujo pequeño de aire a la entrada del recinto este debe está muy seco para compensar la humedad producida en el local. Si el aire que entra esta menos seco se debe usar un flujo mayor de aire. Se supone que se permanece en las condiciones de validez de las curvas (velocidad axial del aire 2.5 m/s) eligiendo una rueda mas grande.

Aumentando el flujo, se aumenta considerablemente la potencia de calefacción, puesto que se supone que el aire de regeneración es el mismo aire nuevo. Se calcula que se requiere 5.7 kg/s, que es inaceptable. La potencia de calefacción aumentaría a 152 kW!

La solución a este problema consiste en incluir dos ruedas disecantes en serie como en la Figura 7.

**2.8 Ciclo de ventilación**

Este ciclo (Figura 8) permite eliminar las cargas sensible y latente del recinto, sin utilizar el techo frio u otro sistema [10]. Se adiciona un humidificador adiabático que permite enfriar el aire al humectarlo.

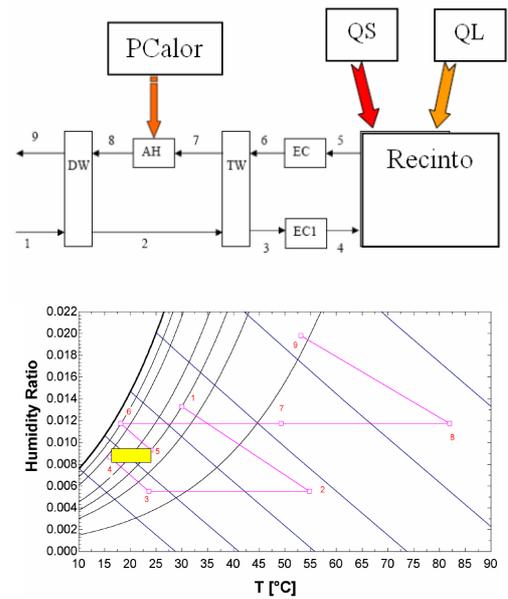


Figure 8. Ciclo de ventilación.

El principio de cálculo es el siguiente: Se impone la temperatura de suministro en el punto 4. Esta temperatura se asume lo más baja posible con la cual se pueda obtener las condiciones de confort. Esto permite utilizar un flujo de aire menor.

Se calcula luego la eficacia del humidificador 1 (EC1) y la temperatura de regeneración en el punto 7, que respeten a la vez el balance térmico sensible y latente del recinto.

La potencia de calefacción del aire de regeneración se calcula suponiendo un flujo igual en cada línea.

La potencia de calefacción se estima en 40.9 kW, lo que corresponde a un COP térmico de 0.29.

La temperatura del aire de regeneración es de 82 °C, la eficacia del humidificador 1 (EC1) es de 0.75. El flujo de agua consumida en el humectador es de 6.8 g/s. El flujo de aire a tratar es de 1.2 kg/s.

**2.9 Ciclo de recirculación**

Se utiliza la configuración mostrada en la Figura 9. Las diferencias respecto al ciclo precedente son:

- El aire de regeneración es aire del exterior, el aire que se deshumecta es una mezcla de aire viciado y de aire exterior.
- El principio de cálculo es el mismo al caso anterior. El flujo de aire fresco en el punto 1 es el flujo mínimo de renovación.

La potencia de calefacción es 47.8kW, con una temperatura máxima de 81 °C. El COP térmico es de 0.25.

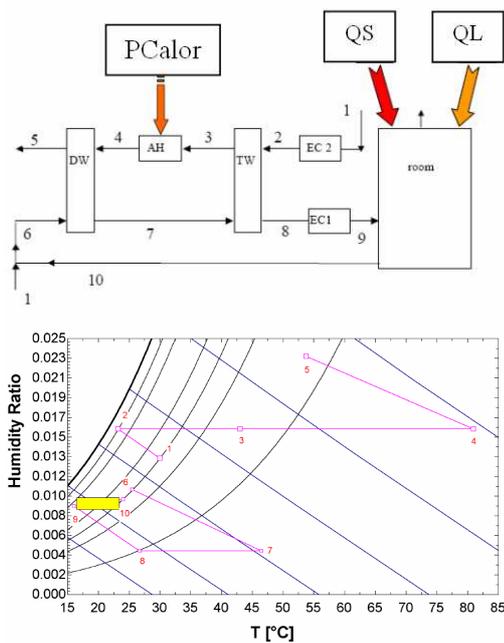


Figura 9: Ciclo de recirculación

### 3. ANALISIS

El COP térmico de los sistemas estudiados varía entre 0.7 y 1. Se puede observar que el empleo de la opción todo aire o de la opción deshumectación del aire nuevo + techo frío no hacen variar significativamente los valores COP obtenidos.

Los COP térmicos alcanzados con la opción “secado de aire por desecantes + techo frío” son menores que el mejor de los ciclos normales de acondicionamiento, pero mejores que los ciclos que usan un recalentamiento del aire.

En el caso de ciclos desecantes, el recalentamiento del aire de regeneración puede ser efectuado con la ayuda de un quemador a gas. La utilización de energía “gratuita”, que provenga de un motor térmico produciendo electricidad es evidentemente interesante.

Se debe notar que no se consideraron en este análisis los equipos auxiliares de la central de frío (bombas) en el cálculo de COP. Por lo tanto el COP real debe ser en realidad menor.

En lo que relacionado a los ciclos de secado y enfriamiento por humidificación adiabática, el COP obtenido es del orden de 0.3. La ventaja de estos ciclos es que no utilizan electricidad salvo para los ventiladores. Se puede utilizar calor gratuito que proviene del agua de enfriamiento de motores ya que los niveles de temperatura son compatibles.

Generalmente, los dos últimos ciclos son usados en países húmedos y calurosos como Colombia. En los que la carga latente representa una parte importante de la demanda total de frío.

Se debe recordar que los COP se calcularon para condiciones particulares de funcionamiento. Sería interesante efectuar la comparación cuando la proporción

de carga sensible/latente en el local varía o cuando las condiciones de temperatura o humedad exteriores varían.

### 4. CONCLUSIONES

Se presenta en este artículo un estudio comparativo entre los diferentes sistemas de rueda desecante y sistemas tradicionales de acondicionamiento de aire.

Se puede observar que el coeficiente COP térmico, usado para esta comparación, varía para los sistemas estudiados entre 0.7 y 1. En el caso de los ciclos desecantes, resultan bastante interesantes si se tiene la posibilidad de utilización de energía “gratuita”, que provenga de un motor térmico produciendo electricidad.

Los ciclos de ventilación y recirculación con rueda desecante resultan ser los más recomendados para países como Colombia. En los que la carga latente representa una parte importante de la demanda total de frío.

### 5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] JAE-Weon Jeong, STANLEY A. Mumma. Practical thermal performance correlations for molecular sieve and silica gel loaded enthalpy wheels. ELSEVIER. Recibido 31 Marzo 2004; aceptado 21 Julio 2004; Disponible en línea 21 Septiembre 2004.
- [2] Simonson CJ., Besant rW. “Heat and moisture transfer in desiccants coated rotary exchangers: part 1. Numerical model HVAC and research. Vol 3 N°4 1997, pp 325-350.
- [3] MacLaine-Cross IL, Banks PJ., “Coupled heat and mass transfer in regenerators-prediscios using an analogy with heat transfer”, Internationar. J ournal of Heat and mass transfer, vol 15, 1972, pp1225-1242.
- [4] Munters (Klingenburg) fabricante de ruedas de secado. [www.munters.com](http://www.munters.com).
- [5] Hofker G., Eicker U., “Desiccants cooling with solar energy”, publicado en CIBSE 2001.
- [6] Sahn K. Wang, “Handbook of air condition and refrigeration” 2000.
- [7] Niu J.L., “Developing a decoupled cooling and dehumidification air conditioning system” ISHAC 99, The 3<sup>rd</sup> international symposium on heating ventilating and air conditioning, November 17-19 1999, Shenzhen, China.
- [8] Meckler P.E., “Use of desiccant to produce cold air in gas-energized cold air HVAC system” ASHRAE transaction, 1990, vol 96 part 1, p 1257-1261.
- [9] Weixing Yuan, Yi Jiang, Lin Fu, 3 Feasibility study of desiccant cooling combined heating. Cooling and power systems” ISHAC 99. The 3<sup>rd</sup> international symposium on heating ventilating and air conditioning, November 17-19 1999, Shenzhen, China.
- [10] Jain S., Dhar P.L., Kaushik S.C. “Evaluation of solid desiccants based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates” International Journal of Refrigeration Vol 18 N° 5 1995, p 287-296.