

# Refrigeración evaporativa en alojamientos ganaderos

EMILIO GARCIA-VAQUERO VAQUERO. CATEDRÁTICO DE LA ETSIA. MADRID.

**Procedimiento de dimensionado de un sistema de refrigeración mediante paneles**

**Un sencillo sistema de costo reducido pero con algunas limitaciones**

**T**odos los animales domésticos son sensibles a las altas temperaturas de determinados días de verano, en cuyas horas centrales y casi hasta la puesta del Sol se alcanzan valores muy por encima de los considerados críticos, a partir de los cuales la salud del ganado se ve muy perjudicada. Por ello, se producen más bajas de las normales y la producción se reduce notablemente.

Es evidente que en esas circunstancias queda más que justificada la utilización de sistemas de refrigeración con los que afrontar situaciones tan desfavorables.

El empleo de instalaciones de refrigeración consumidoras de energía presenta serios inconvenientes, al ser caras de adquirir y tener altos costos de funcionamiento. Por ello, es preciso acudir a sistemas de costo reducido, como los que se derivan de la refrigeración adiabática del aire. Por ejemplo, usando paneles de refrigeración y humidificación con los que se pueden conseguir reducciones de temperatura –calor sensible– suficientes para los días y horas más calurosos del año, aunque ha de aclararse que el problema sólo se palía, sin resolverlo del todo.

Aunque, como ya se ha indicado, todos los animales sienten las incomodidades del calor excesivo, son especialmente sensibles: conejos (cría y engorde), avicultura de puesta en baterías de jaulas y porcino (sobre todo reproductores y animales en la etapa final del cebo). Los edificios que albergan estas especies en lugares de veranos muy calurosos, con humedades relativas bajas en esa época del año, pueden beneficiarse de este sis-



Los conejos son especialmente sensibles al calor.

tema de refrigeración de costo reducido.

El sistema tiene unas limitaciones importantes y es necesario conocerlas para poder obtener unos buenos resultados:

- Su utilidad es tanto mayor cuanto más «continental» sea el clima del lugar donde se ubica el alojamiento. Es decir, clima caluroso, pero seco.
- Como el procedimiento se basa en refrigerar el aire exterior aumentando su contenido de humedad, al hacerlo pasar a través de una cortina muy humedecida, es evidente que el consumo de agua será importante. Por tanto, debe contarse con una fuente de suministro suficiente.

## Diagrama psicrométrico de Carrier

La **fig. 1** representa el diagrama psicrométrico de Carrier, del que se hace una breve descripción para facilitar su comprensión, por ser imprescindible para lo que sigue.

En el eje de abscisas se indican las temperaturas del termómetro con bulbo seco –termómetro seco–, en la primera de las hipérbolas, arriba, se dan las temperaturas del termómetro con bulbo húmedo –termómetro húmedo– de un psicrómetro; es decir, las que corresponderían a una humedad relativa del 100%. Las restantes hipérbolas incluidas entre ésta y la abscisa,



Con los paneles de refrigeración y humidificación se pueden conseguir reducciones de temperatura. (foto: Cavenco)

corresponden a humedades relativas comprendidas entre 100% y 0%.

El eje de ordenadas, a la derecha, indica las humedades absolutas del aire, en gramos de vapor de agua por kilo de aire.

Las rectas con inclinación de unos 40° respecto al eje de abscisas, representan la entalpía del aire, en Kcal/kg.

Finalmente, las rectas con inclinación de unos 70° respecto al eje de abscisas, incluyen el volumen específico del aire (en m<sup>3</sup>/kg).

Así pues, el punto **A** del Diagrama corresponde al aire a 40 °C del termómetro seco, con humedad relativa del 30% y absoluta de 13,8 g de vapor de agua/kg de aire. El termómetro húmedo marcaría 25°. La entalpía sería de 18,3 Kcal/kg. El volumen específico queda entre los valores 0,925 y 0,900 m<sup>3</sup>/kg, más próximo a esa última cifra.

Según el Diagrama psicrométrico de Carrier si el aire indicado en el punto **A**, con una temperatura de 40 °C y 30% de humedad relativa, se humedece por cualquier procedimiento, por ejemplo, haciéndolo pasar a través de un panel, hasta una humedad relativa del 70%, por ejemplo,

punto **B**, el termómetro seco –calor sensible– desciende a 29,3 °C, aproximadamente. Y si el aire llega a saturación –100% de humedad relativa– el termómetro seco marcaría 25 °C. Es decir, ése será el máximo descenso de temperatura que puede conseguirse mediante este sistema.

Pero una humedad relativa tan alta no resulta apta para el desarrollo del ganado. En cambio, la del 70%, correspondiente al punto **B**, sí queda dentro del intervalo de confort de humedades relativas de casi todas las especies ganaderas, y en ese caso, el descenso obtenido es de 10,7 °C, lo cual supone un importante alivio.

Se comprende, pues, que cuanto más baja sea la humedad relativa de partida, mayores pueden ser los descensos de temperatura que se obtendrán.

### Colocación de los paneles

Constan de un bastidor para soportar dos rejillas que, a su vez, sujetan un cuerpo poroso por el que circulará el agua destinada a humedecer el aire que pasará a través suyo. Esto es, en una fachada –conviene que sea la orientada al Norte, si

el eje longitudinal del edificio está en posición Este-Oeste, como es lo recomendable– mientras en la fachada opuesta se colocan los extractores encargados de movilizar la corriente de aire. Esta orientación tiene la ventaja de que los paneles quedan a la sombra la mayor parte del día.

Conviene recordar que para la latitud geográfica de la Península Ibérica, el día del solsticio de verano el Sol recorre un azimut de unos 230°. Es decir, ese día el Sol incide en la fachada Norte a su salida con unos 25° y tarda 2 horas, aproximadamente, en dejarla totalmente en sombra. Por la tarde sucede igual. Unas dos horas antes de la puesta vuelve a incidir en dicha fachada. Pero tanto a primera hora como a última de la tarde el calor irradiado es pequeño, al estar el Sol muy bajo sobre el horizonte.

Esta disposición de paneles humidificadores-refrigeradores y extractores es válida para edificios de hasta 12-14 m de anchura. Para naves más anchas, unos y otros se situarán en las dos fachadas principales, combinándolos del modo que se indica en la **fig. 2**.

### Eficacia de los paneles

Si una corriente de aire exterior al atravesar el panel alcanza un nivel de saturación del 100% de humedad relativa –y, por tanto, la temperatura del aire se reduce hasta el mínimo posible– puede decirse que se cuenta con una eficacia de saturación del 100%.

Pero esa situación no es la habitual. Sí lo es que al atravesar la corriente de aire el cuerpo del panel aumente su contenido de humedad en mayor o menor grado según la velocidad a que pase el aire. Es decir, si la velocidad es pequeña, al ser el contacto aire-cuerpo húmedo más duradero, la corriente de aire toma mayor cantidad de vapor de agua, y la reducción de temperatura es más alta.

Por el contrario, si la velocidad es grande y el tiempo de contacto corto, la humedad absorbida será pequeña y baja la reducción de temperatura.

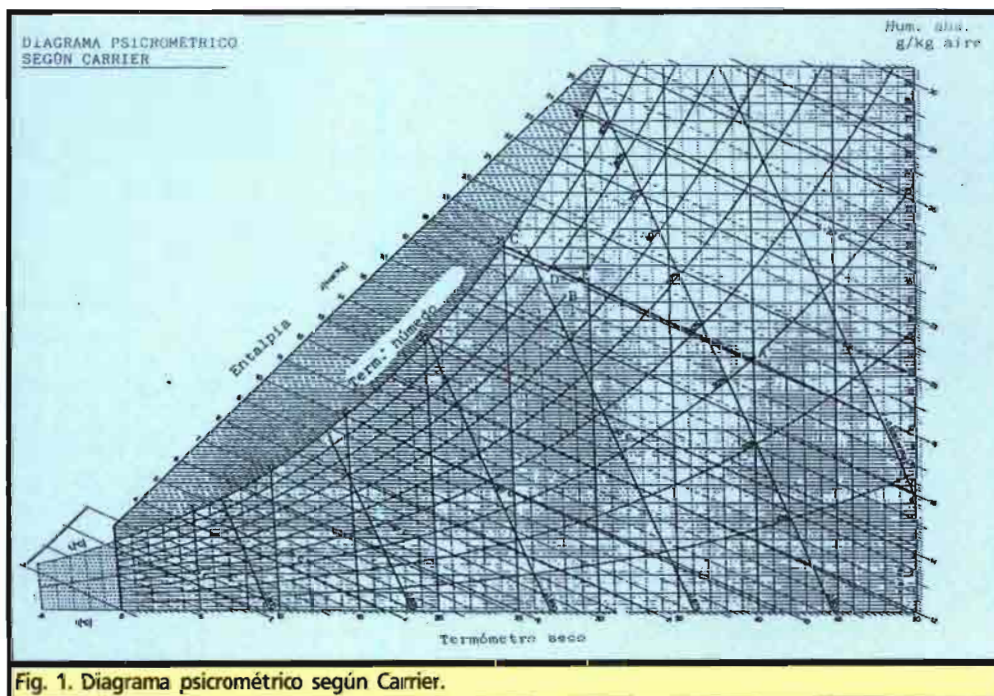


Fig. 1. Diagrama psicrométrico según Carrier.

Se observa, por tanto, que la velocidad de paso del aire tiene una incidencia fundamental en la eficacia de saturación.

De un modo bastante general, en el **cuadro I**, pueden formularse los valores para los paneles corrientes.

Según el **cuadro I**, un panel por el que pasa aire a velocidad de 1 m/s, presenta una eficacia del 80%. Ello quiere decir que:

$$\frac{T_s - T_e}{T_s - T_h} = 0,8$$

siendo:  $T_s$ : temperatura del aire exterior -termómetro seco-;  $T_e$ : temperatura del aire al salir del panel;  $T_h$ : temperatura del aire saturado (100% de humedad).

Por ejemplo: Si las condiciones ambientales de un determinado clima son  $T_s$ : 40 °C y humedad relativa del 30%, la temperatura  $T_h$ : 25 °C, con el 100% de humedad relativa. Es decir, para esa eficacia señalada del 80%, con una velocidad de paso del aire de 1 m/s:

$$\frac{40^\circ - T_e}{40^\circ - 25^\circ} = 0,8; \text{ por tanto, } T_e = 28^\circ \text{ C}$$

que, según el Diagrama psicrométrico, corresponde a una humedad relativa del 79%. Punto D.

Es decir, el aire saldrá de los paneles con una temperatura de 28 °C y una humedad relativa del 79%. Pero, sin embargo, esas no son las características del aire interior que se logran. Más adelante van a calcularse.

## Evaluación del calor a extraer

Es preciso evaluar la cantidad de calor que debe ser extraído del alojamiento.

Como primer valor está el calor generado por los animales alojados en el edificio. El dato a tomar es el Calor Total, recogido en numerosas tablas de la bibliografía especializada. Depende de la especie ganadera que se trate y de la fase de desarrollo en que se encuentren los animales. (Por ejemplo, *Diseño y construcción de alojamientos ganaderos*, García-Vaquero. Mundi-prensa, 3.ª edición, páginas 25 y 26).

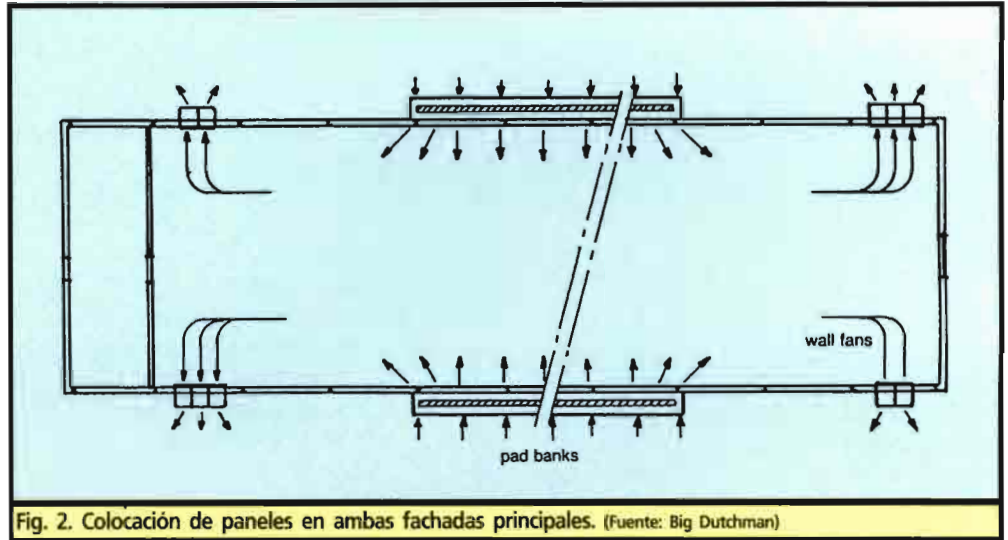


Fig. 2. Colocación de paneles en ambas fachadas principales. (Fuente: Big Dutchman)

En segundo lugar, se ha de considerar el calor que pasa a través de paredes y cubierta del edificio. Depende de los materiales elegidos en la construcción del mismo y, por tanto, de sus coeficientes  $k$  de transmisión. (Valores de los diversos coeficientes están recogidos en la norma NBE-CT Condiciones térmicas). Se tendrá en cuenta el calor irradiado a través de las ventanas, salvo que éstas tengan garantizado su permanencia en sombra durante el tiempo para el que se haga el cálculo.

## Cálculo de la superficie de paneles necesarios

Conocido el calor total a extraer  $Q$ , como suma de los dos apartados anteriores, se podrá calcular la ventilación que ha de pasar a través de los paneles refrigeradores-humidificadores para conseguir el efecto apetecido de enfriar el interior del alojamiento. La ecuación utilizable es:

$$V = \frac{Q}{0,3 \times \Delta t}$$

En la que  $V$ : caudal de aire a renovar, en m<sup>3</sup>/h.  $Q$ : calor total a extraer, en kcal/h. 0,3: calor específico del aire, en kcal/m<sup>3</sup> °C.  $\Delta t$ : diferencia de temperaturas entre la del interior del alojamiento y la de salida de los paneles. Es aconsejable un valor de 2° C, aproximadamente.

Una vez conocido el caudal de aire a renovar, a partir de la eficacia del panel que se elija, se sabe la velocidad del aire a

su paso por el mismo, según el **cuadro I**, así como la pérdida de carga de los extractores.

Averiguada la velocidad del aire a su paso por los paneles, se determina la superficie de los mismos mediante la ecuación:  $V = S \times v$ ; donde  $V$ = caudal de aire calculado, pero en m<sup>3</sup>/s,  $S$ = superficie neta de los paneles, en m<sup>2</sup> (es menor que la superficie real de los paneles. Como es lógico dependerá de cada fabricante y modelo. Un valor aproximado de esa superficie neta suele estar comprendido entre el 65-75% de la superficie real),  $v$ = velocidad del aire a su paso por los paneles, en m/s.

Conocida la superficie neta de paneles, puede calcularse la real e intentar encajarla en la fachada donde vayan a situarse (como se dijo más arriba, la Norte). Téngase en cuenta la existencia de los pilares de la estructura, entre los que, normalmente, habrán de encajarse los paneles. A continuación deben calcularse los extractores precisos que garanticen el caudal de aire necesario, teniendo presente la pérdida de carga recogida en el **cuadro I**.

## Consumo de agua del sistema de refrigeración

Como se indicó más arriba, este sistema de refrigeración requiere una importante cantidad de agua. En efecto, si suponemos unas condiciones iniciales de 40 °C y 30% de humedad relativa -lo que representa un contenido de vapor de agua de 13,8 g/kg de aire- y una situación final de 30 °C con 70% de humedad relativa, punto E, -ello implica que el aire contendrá al final unos 19 g/kg de vapor de agua,- supone que por cada kg de aire renovado se han aportado 19-13,8 = 5,2 g de agua.

Como ese aire tiene un volumen específico de unos 0,900 m<sup>3</sup>/kg, significa que cada metro cúbico de aire tomará de los paneles 5,8 g de agua, aproximadamente. Caudales de ventilación de, por ejemplo, 250.000 m<sup>3</sup>/h, que pueden ser frecuentes

CUADRO I. VALORES PARA LOS PANELES CORRIENTES

Velocidad del aire en m/s	Eficacia de saturación (%)	Pérdida de carga del ventilador, en m.c.a.
0,5	85	1
0,75	83	2
1	80	3
1,25	77	4,5
1,50	75	6
1,75	73	8
2	70	11

en alojamientos de cierta entidad, precisarían un suministro de agua de cerca de 1.500 l/h, durante el tiempo en que la refrigeración sea necesaria.

## Elección de los ventiladores

Los extractores han de elegirse teniendo presente la pérdida de carga que representa el paso del aire a través de los paneles. Por ello, se partirá de los valores nominales de caudal en salida libre que indican los fabricantes de esos ventiladores. A continuación se tendrá presente la curva característica del equipo elegido, de tal modo que su caudal real será el que señale dicha curva para la pérdida de carga que figura en el **cuadro I**.

Por ejemplo, supongamos un alojamiento que requiera un caudal de ventilación de 250.000 m<sup>3</sup>/h, con una velocidad de paso del aire a través de los paneles de 1 m/s, lo que implica una pérdida de carga de 3 m.c.a., según el **cuadro I**.

Van a montarse, en principio, ventiladores de la serie HXT Helicoidal Blindada X de S&P. Se eligen 12 extractores

HXT/6-800/26 que en descarga libre mueven 22.000 m<sup>3</sup>/h. La curva característica del equipo muestra, para una pérdida de carga de 3 m.c.a., un caudal de 20.000 m<sup>3</sup>/h, por lo que los 12 equipos sólo garantizan 240.000 m<sup>3</sup>/h.

Así pues, resulta preferible elegir el modelo HXT/4-800/14, que en descarga libre da un caudal de 23.600 m<sup>3</sup>/h, y con la pérdida de carga de 3 m.c.a. de 22.500 m<sup>3</sup>/h, lo que para los 12 equipos previstos supone un caudal de 270.000 m<sup>3</sup>/h, algo superior al necesario. Todo ello siempre que las otras variables que intervienen en la elección de ventiladores –potencia de los motores y nivel de ruido– no se opongan a la elección.

## Resultado final

A partir de los datos anteriores, que se resumen a continuación, éstos serán los resultados.

- Alojamiento situado en zona donde las temperaturas de verano alcanzan los 40 °C, con humedades relativas del 30%.
- Calor a extraer del alojamiento, inclu-

yendo el generado por los animales y el transmitido a través de paredes, techo, ventanas, puertas, etc. 417.000 kcal/h.

- Según lo anterior, las necesidades de ventilación serán:

$$V = \frac{417.000}{0,6 \times 2^{\circ}} = 250.000 \text{ m}^3/\text{h} = 69,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Si la velocidad del aire a su paso por los paneles se fija en 1 m/s, se precisan 69,5 m<sup>2</sup> de superficie neta de los mismos. Según el **cuadro I** la eficacia de refrigeración será de 0,8. Y si la relación superficie neta/real es 0,7, los paneles tendrán una superficie real de 99 m<sup>2</sup>.

Con esos datos de partida, repasando los cálculos de los apartados anteriores, se llega a la conclusión de que el alojamiento indicado conseguirá reducir su temperatura desde 40 °C, con 30% de humedad relativa, a 30 °C y 70% de h.r. El consumo de agua, según se vió antes, es de unos 1.500 l/h, durante el tiempo en que las condiciones exteriores sean las señaladas. ■

# 42 FERIA DE SANT MIQUEL

Salón Nacional de la Maquinaria Agrícola  
Feria Catalana de la Agricultura y la Ganadería

## 6ª Expoventa de Ganadería Selecta

Exposición y venta de animales vivos:  
porcino ~ bovino ~ ovino ~ cabrino y cunicultura.

Equipamientos, maquinaria, productos y  
servicios para la ganadería.

Este año ampliamos y mejoramos  
la exposición del sector ganadero.  
¡Consúltenos!

Lleida, del 27 de septiembre al 1 de octubre de 1996

Organiza:

**Fira de Lleida**



Centro de Iniciativas

Servicio de Atención al Expositor

Tel. (973) - 20 14 15

Fax (973) - 20 21 12

