

TERMODINÁMICA DE LA VENTILACIÓN DE UN LOCAL

SERVIO T GUILLÉN*

*** Investigador, Instituto de Ingeniería, UNAM**

RESUMEN

1. INTRODUCCIÓN	1
2. TERMOSTÁTICA DEL AIRE HÚMEDO	3
2.1 <i>Ecuaciones de estado</i>	3
2.2 <i>Sistemas cerrados</i>	5
2.3 <i>Sistemas abiertos</i>	7
2.4 <i>Ejemplo</i>	9
2.5 <i>Observaciones e interpretación del cambio de entalpía</i>	10
3. MODELO TERMODINÁMICO DE VENTILACIÓN	13
3.1 <i>Ecuaciones dinámicas</i>	14
3.2 <i>Cálculo de la ventilación</i>	17
3.3 <i>Crítica al método de las entalpías</i>	18
4. CONCLUSIONES	23
5. RECONOCIMIENTO	25
6. REFERENCIAS	27

ABSTRACT

A thermodynamic model of the ventilation of a room is presented, which determines the evolution of the state of the interior air as a function of the state of the income air and the heat and water vapor transfers. From this model the known method to calculate the air flow of the ventilation system, based on the maximal acceptable difference between the interior and exterior temperature, is derived. Another method to calculate such flow, divulged by some books on ventilation and used in national and international technical reports, based on the difference between the interior and exterior enthalpies, is further analyzed. It is proved that the last method is incorrect and that it could be a source of very important mistakes in calculations.

RESUMEN

Se presenta un modelo termodinámico de la ventilación de un local, el cual determina la evolución del estado del aire interior en función del estado del aire que se introduce y de las transferencias de calor y vapor de agua. De este modelo se deriva un procedimiento conocido para calcular el flujo de aire del sistema de ventilación, con base en la diferencia máxima aceptable de temperaturas entre el aire interior y el exterior. Se analiza además otro método para calcular dicho flujo, difundido por algunos libros sobre ventilación y usado en informes técnicos nacionales e internacionales, que utiliza la diferencia de entalpías entre el aire interior y el exterior. Se demuestra que este último procedimiento es incorrecto y que su uso puede llevar a errores graves en los cálculos.

1. INTRODUCCIÓN

Ventilar un local es renovar su aire para mantenerlo en condiciones saludables y confortables dentro de las limitaciones del caso. Para esto existen medios naturales, como la convección natural, y mecánicos, como los extractores e inyectores de aire. Las variables físicas que determinan la sensación de comodidad en este aspecto son: temperatura, humedad y velocidad del aire. La ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers) ha elaborado gráficas (confort charts) para determinar, de acuerdo con velocidad del aire, tiempo de exposición, actividad y estación del año, la proporción de individuos que se encuentran cómodos según las distintas combinaciones de temperatura y humedad del aire. Al examinar estas gráficas, aun considerando cambios cuantitativos para ajustarlas a casos específicos, se concluye que ninguna variable física de las mencionadas, incluyendo la entalpía, es suficiente por sí sola para describir el estado de comodidad que proporciona el aire.

El objetivo principal de este informe es presentar un modelo termodinámico de la ventilación de un local, que determina la evolución en el tiempo del estado del aire interior, en función tanto de las transferencias de calor y vapor de agua como del estado del aire que entra al local. Para evitar dificultades innecesarias por las discontinuidades que implican los cambios de estado, en todo el trabajo se supone que las mezclas no están saturadas (la presión parcial del

vapor de agua no alcanza la presión de saturación del agua a la temperatura de la mezcla).

Otro objetivo es aclarar un procedimiento erróneo, difundido por algunos libros sobre ventilación (Fundamentals of industrial ventilation, de Baturin V, pág 33, y Ventilación y generación de calor en Metros, de Tsodicof, pág 145), que consiste en calcular el flujo de la ventilación con base en la diferencia entre la entalpía del aire interior y la del que entra al local (no de la diferencia de temperaturas, como es lo correcto). Este método de cálculo, usado hasta la fecha en informes técnicos nacionales y extranjeros, puede llevar a errores numéricos graves e incluso a absurdos, como considerar que el aire interior se enfría mezclándolo con aire más caliente cuando este último está suficientemente seco como para que su entalpía sea menor que la del aire interior. Dicho procedimiento resulta, al parecer, de ignorar que el cambio en la entalpía de una mezcla, en un proceso isobárico que modifica su composición, como es el caso de la ventilación, si bien facilita formular la ecuación de conservación de la energía para el proceso, no tiene ningún significado físico, pues depende de un parámetro arbitrario asociado al cero de la escala de entalpías de la mezcla.

En el cap 2 se expone con detalle la termostática del aire húmedo. El material es conocido, excepto por la demostración de lo afirmado en el párrafo anterior para el caso de la ventilación.

El mencionado modelo termodinámico de ventilación se desarrolla en el cap 3, y se deriva de él un procedimiento conocido para calcular el flujo de aire que debe entrar al local a fin de que la temperatura interior no exceda en cierto valor la del exterior. Esta diferencia de temperaturas corresponde en la práctica a la comodidad mínima deseada para un local situado en clima cálido, en el cual se producen temperaturas incómodamente altas. Además, se critica al método de las entalpías, desde la perspectiva del modelo, y se ejemplifica con datos tomados del Metro de la ciudad de México. Se incluyen referencias donde el lector puede consultar aspectos básicos de termodinámica que aquí se suponen conocidos.

2. TERMOSTÁTICA DEL AIRE HÚMEDO

Dentro de los intervalos de temperatura y presión que se presentan en los problemas de ventilación, el aire del ambiente, denominado también aire húmedo, se comporta como un gas ideal constituido por dos gases ideales independientes, aire seco¹ y vapor de agua sobrecalentado². Es decir, cada componente del aire cumple por separado la ecuación de estado de los gases ideales, con sus respectivas constantes, y se cumple así la regla de Dalton-Gibbs: en equilibrio térmico, la presión y energía internas de la mezcla equivalen a las respectivas sumas de presión y energía internas de los componentes cuando, a la temperatura de la mezcla, cada componente ocupa un volumen igual al de la misma. Estos antecedentes son suficientes para derivar las propiedades termodinámicas del aire relacionadas con la ventilación.

2.1 Ecuaciones de estado

En equilibrio térmico y condiciones normales, el aire cumple muy

¹ El aire seco es, a su vez, una mezcla de nitrógeno, oxígeno, etc, pero en los problemas usuales de ventilación esta composición se mantiene constante y, por tanto, se ignora.

² La presión parcial del vapor no alcanza la presión de saturación.

aproximadamente la ecuación de los gases ideales

$$pV = mRT \quad (1)$$

donde

- p presión absoluta de la mezcla, en kg/m^2
- V volumen ocupado por la mezcla, en m^3
- m masa de la mezcla, en kg
- T temperatura absoluta de la mezcla, en K ($^{\circ}\text{Kelvin}$)
- R constante de la mezcla, en J/K-kg

Por la regla de Dalton-Gibbs,

$$\begin{aligned} p_a V &= m_a R_a T, & p_v V &= m_v R_v T & (2) \\ m_a + m_v &= m, & p_a + p_v &= p & (3a \text{ y } b) \end{aligned}$$

siendo m_a y m_v (kg) las masas en de aire seco y vapor de agua, respectivamente, que constituyen la mezcla, p_a y p_v (kg/m^2) sus correspondientes presiones parciales, y R_a y R_v las constantes respectivas que, en las condiciones habituales, valen

$$R_a = 287, \quad R_v = 461.7 \quad (\text{J/K-kg})$$

De lo anterior resulta que la constante de la mezcla, en términos de las constantes de los componentes, está dada por

$$R = \frac{m_a}{m} R_a + \frac{m_v}{m} R_v \quad (4)$$

Se deduce, así mismo, que el estado térmico de la mezcla está caracterizado por tres variables termodinámicas independientes. En la ventilación los procesos ocurren a presión constante, por lo que, de manera natural, la presión p de la mezcla será siempre una de estas tres variables. Las otras dos pueden ser temperatura y humedad específica x , la cual es, por definición

$$x = m_v / m_a \quad (5)$$

y representa la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco en la mezcla.

Según las ecs 5, 2 y 3a

$$x = \frac{R_a}{R_v} \frac{p_v}{p_a} = 0.622 \frac{p_v}{p_a} = \frac{0.622 p_v}{p - p_v}$$

por lo que las presiones parciales de vapor y aire seco son función de la presión p y la humedad específica x

$$p_v = \frac{xp}{0.622 + x} ; \quad p_a = \frac{0.622p}{0.622 + x} \quad (6)$$

La composición de la mezcla puede especificarse también por su humedad relativa, definida por

$$\phi = \frac{p_v}{p_{\text{sat}}(T)} \quad (7)$$

donde $p_{\text{sat}}(T)$ es la presión de vapor saturado a la temperatura (T) de la mezcla. Según la ec 6, la humedad relativa y la específica se relacionan así

$$\phi = \frac{x}{0.622 + x} \frac{p}{p_{\text{sat}}(T)} \quad (8)$$

2.2 Sistemas cerrados

En los sistemas de ventilación todos los procesos son isobáricos (a presión constante) pues ocurren a la presión atmosférica. De acuerdo con la primera ley de la termodinámica, si un gas sufre un proceso sin intercambiar materia con su exterior e isobárico, a la presión p , la cantidad de energía Q que se trasfiere al gas en forma de calor durante el proceso es

$$Q = U_2 - U_1 + p(V_2 - V_1)$$

donde U_1 y V_1 son la energía interna y el volumen del gas al inicio del proceso, y U_2 y V_2 , los correspondientes valores al final del mismo. La entalpía del gas se define como

$$H = U + pV \quad (9)$$

donde U es su energía interna y V su volumen. La entalpía es una variable termodinámica que facilita expresar la primera ley de la

termodinámica para procesos isobáricos. Por lo anterior, en los sistemas cerrados (que no intercambian materia)

$$Q = H_2 - H_1 \quad (10)$$

Es decir, el calor trasferido al gas es igual al cambio en su entalpía durante el proceso. Según la definición calórica de Q , este calor trasferido se relaciona con el cambio $T_2 - T_1$ en la temperatura del gas, mediante

$$Q = mc_p (T_2 - T_1) \quad (11)$$

donde m es la masa del gas (kg) y c_p (kJ/K-kg de gas), su calor específico a presión constante.

Para expresar la entalpía en términos de temperatura del gas, hay que sustituir en la ec 9 el valor de la energía interna (U) en función de la temperatura T . Al respecto, se sabe que para un gas ideal

$$U = mu_0 + m \int_{T_0}^T c_v dT = mu_0 + mc_v (T - T_0) \quad (12)$$

u_0 es la energía interna del gas por unidad de masa a la temperatura de referencia (T_0); u_0 y T_0 , valores arbitrarios de referencia, y c_v , el calor específico a volumen constante del gas, prácticamente invariable dentro del intervalo de temperaturas que interesa. Al sustituir la ec 12 en la ec 9, tomando en cuenta que para un gas ideal $c_p - c_v = R$ y considerando la ecuación de estado 1,

$$H = m(h_0 + c_p (T - T_0)) \quad (13)$$

donde $h_0 = u_0 + RT_0$ es la entalpía del gas por unidad de masa a la temperatura de referencia (T_0). El valor de h_0 se puede elegir arbitrariamente, y la energía interna de referencia resulta

$$u_0 = h_0 - RT_0$$

Al considerar que el gas en cuestión es una mezcla de gases ideales independientes, de acuerdo con la ec 9 la entalpía de la mezcla es igual a la suma de las entalpías de los componentes. Expresando la temperatura en grados centígrados y tomando como referencia el cero, al

aplicar la ec 13 a cada componente, resulta

$$H = m_a(a' + aT) + m_v(b + cT) \quad (\text{kJ}, T \text{ } ^\circ\text{C})$$

donde a y c son el calor específico a presión constante del aire seco y el vapor de agua sobrecalentado, respectivamente ($a = 1.004$, $c = 1.88$ kJ/K-kg), y a' y b son constantes arbitrarias que definen la entalpía de un kilogramo de aire seco y uno de vapor de agua sobrecalentado a 0°C . Las consecuencias de esta elección arbitraria no se pierden si únicamente una de estas entalpías de referencia se toma igual a cero. Puede seguirse entonces la convención internacional de asignar entalpía cero al aire seco y al agua saturada a cero grados centígrados, por lo que $a' = 0$ y b es el calor de vaporización del agua ($b = 2491$ kJ/kg); así, resulta finalmente

$$H = m_a a T + m_v(b + cT) \quad (\text{kJ}, T \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (14)$$

Una vez despejado c_p en la ec 11, se obtiene por medio de las ecs 10 y 14 el calor específico a presión constante de la mezcla, en función de los calores específicos de los componentes:

$$c_p = \frac{m_a}{m} a + \frac{m_v}{m} c = \frac{m_a}{m} (a + cx) \quad (\text{kJ/K-kg de mezcla}) \quad (15)$$

$$c_p = \frac{a + cx}{1 + x} \quad " \quad (15')$$

La entalpía específica, definida como $h = H/m_a$, es proporcionada por

$$h = aT + (b + cT)x \quad (\text{kJ/kg de aire seco}, T \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (16)$$

$$h = (a + cx)T + bx \quad " \quad (16')$$

(El diagrama sicrométrico es una representación gráfica del sistema de ecs 8 y 16, en cuya primera ecuación se sustituye el valor de la presión barométrica p .)

2.3 Sistemas abiertos.

El sistema de interés en los problemas de ventilación es el aire húmedo contenido en determinado local o locales, el cual sufre procesos isobáricos que pueden implicar mezcla con otros aires húmedos y

transferencias de calor y de masa (vapor de agua). Tal sistema es, por tanto, abierto y no cumple ciertas propiedades de los sistemas cerrados. La ecuación de la conservación de energía para dichos procesos resulta de considerar el sistema cerrado formado por todas las mezclas que intervienen. Estas se encuentran a la misma presión y están constituidas por sustancias independientes, por lo que la energía interna y la entalpía del sistema cerrado no son afectadas por el mezclado isobárico de los subsistemas. En tal proceso, el sistema cerrado cumple la ec 10, en consecuencia la conservación de energía puede formularse en los términos de la siguiente regla:

El cambio de entalpía de una mezcla en un proceso isobárico es igual a la suma de las entalpías de las porciones que entran al sistema, menos las entalpías de las porciones que salen, más la suma algebraica de las transferencias de calor, las cuales tienen signo positivo si el calor entra al sistema y negativo en caso contrario.

Esta regla expresa la conservación de la energía en un proceso isobárico, lo que podría llevar a suponer que el cambio en la entalpía de la mezcla es energía transferida, como en los sistemas cerrados. Tal suposición es incorrecta, si la composición de la mezcla se modifica en el proceso. Para demostrarlo, a continuación se calcula el cambio de entalpía de una mezcla y se ilustra, con datos del Metro de la ciudad de México, el tipo de contradicciones en que se incurre.

Si un sistema abierto formado por aire húmedo pasa de un estado A, con temperatura T_1 y humedad específica x_1 , a un estado B, con temperatura T_2 y humedad específica x_2 , en un proceso isobárico, resulta que, de acuerdo con la ec 16, las entalpías específicas correspondientes valen

$$h_1 = aT_1 + (b + cT_1)x_1 \quad h_2 = aT_2 + (b + cT_2)x_2$$

por lo que la mezcla sufre un cambio de entalpía

$$h_2 - h_1 = (a + cx_1)(T_2 - T_1) + (b + cT_2)(x_2 - x_1) \quad (17)$$

La presencia en esta ecuación de la constante arbitraria b , como factor de $(x_2 - x_1)$, indica que el cambio en la entalpía de una mezcla no

necesariamente representa transferencia de energía, excepto si la composición de la mezcla no cambia ($x_1 = x_2$). En general, el cambio de cualquier variable termodinámica que dependa de la composición de la mezcla, como la energía interna, está subordinado a alguna constante arbitraria.

2.4 Ejemplo

El aire exterior próximo a un local se encuentra en el estado A, con temperatura $T_1 = 25^\circ\text{C}$ y humedad específica $x_1 = 0.016$ kg (vapor)/kg (aire seco); el aire interior de ese local se encuentra en el estado B, con temperatura $T_2 = 28^\circ\text{C}$ y humedad específica $x_2 = 0.009$ kg/kg.

De acuerdo con la ec 16

$$h = 1.004 T + (2491 + 1.88 T) x \quad (\text{kJ/kg de aire seco})$$

por lo que sustituyendo valores para los estados A y B resultan las correspondientes entalpías específicas: $h_1 = 65.7$ y $h_2 = 51$ kJ/kg de aire seco³; así, $h_1 > h_2$ pero $T_1 < T_2$. Por cada kilogramo de aire seco que intercambian isobáricamente las mezclas⁴, la entalpía interior se incrementa en $65.7 - 51 = 14.7$ kJ/kg de aire seco. Este incremento se debe a transferencia de vapor de agua y no de calor, pues cuando $T_1 < T_2$ implica transferencia de calor de una fuente fría a otra caliente, contradiciendo la segunda ley de la termodinámica. Lo que realmente ocurre son dos transferencias, una de calor del aire interior al exterior, porque $T_2 > T_1$, y otra de vapor de agua en el sentido opuesto, porque $x_1 > x_2$. De acuerdo con la ec 17, dichas transferencias valen respectivamente,

$$\begin{aligned} (a + cx_1)(T_2 - T_1) &= (1.004 + 1.88 \times 0.016)(28 - 25) \\ &= 3.1 \text{ kJ/kg de aire seco que entra} \end{aligned}$$

$$(b + cT_2)(x_1 - x_2) = (2491 + 1.88 \times 28)(0.016 - 0.009)$$

³ Estos valores de las entalpías se pueden verificar en cualquier carta psicrométrica, pues la presión intervendría solo si alguna de las mezclas estuviera saturada, lo cual no es el caso.

⁴ Aire húmedo del exterior pasa del estado A al B conteniendo un kilogramo de aire seco y, simultáneamente, aire húmedo del interior pasa del estado B al A, conteniendo igualmente un kilogramo de aire seco.

= 17.8 kJ/kg de aire seco que entra

El valor neto de estas transferencias de entalpía, 14.7 kJ/kg de aire seco, hacia la mezcla interior, confirma el cálculo inicial.

2.5 Observaciones e interpretación del cambio de entalpía

Examinando los dos términos del lado derecho de la ec 17, se observa que todo proceso isobárico de un sistema abierto formado por aire húmedo se puede descomponer en dos subprocesos isobáricos consecutivos: uno cerrado y otro abierto, que incluyen las transferencias de la mezcla integral, el primero, las de calor y el segundo, las de masa.

Dentro del primer subproceso, las mezclas individuales que se incorporan a la de interés (a la cual se refieren las ecuaciones anteriores) se ponen primero en contacto térmico sin intercambiar materia, y a este sistema se trasfiere el calor del proceso original. Al final de este subproceso cada mezcla individual conserva su composición inicial y alcanzan todas la misma temperatura T_2 ; durante el mismo, la mezcla global se mantiene cerrada y su temperatura pasa de T_1 a T_2 , por lo que, conforme a las ecs 11 y 15, el calor trasferido a ella por kilogramo de aire seco es precisamente el primer término de la ec 17

$$\frac{m c_p^{(1)} (T_2 - T_1)}{m_a} = (a + c x_1) (T_2 - T_1) \quad (18)$$

donde $c_p^{(1)}$ es el calor específico a presión constante de la mezcla inicial.

El segundo subproceso consiste simplemente en mantener el conjunto de mezclas aislado térmicamente del exterior y permitir que ellas se mezclen libremente hasta que la composición sea homogénea. En su trascurso no se modifica la temperatura T_2 de las mezclas (hay transferencia de masa pero no de calor), sin embargo, la humedad específica de la mezcla de interés pasa de x_1 a x_2 , por lo que el cambio en su entalpía específica durante este subproceso es el otro término de la ec 17

$$(b + cT_2)(x_2 - x_1) \quad (19)$$

Resumiendo, el primer subproceso comprende todas las transferencias de calor en que interviene la mezcla original. El valor neto de estas transferencias es igual al correspondiente cambio de entalpía, el cual depende, según la ec 18, de la composición inicial de la mezcla y no de la final. Esto es coherente con el hecho de que el siguiente subproceso modifica únicamente la composición, no la temperatura, de las mezclas individuales. Este último subproceso es abierto y comprende todas las transferencias de masa en que interviene la mezcla de interés en el proceso original. Su correspondiente cambio de entalpía depende de la constante arbitraria b , por lo que, a pesar de sus unidades, no representa energía.

Según la ec 16, la igualdad 17 se puede expresar como

$$\Delta h = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{x=x_1} \Delta T + \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right)_{T=T_2} \Delta x$$

donde se muestra en términos matemáticos la descomposición del proceso en los dos subprocesos mencionados. Esta igualdad se cumple incluso si ΔT y Δx no son pequeños (la entalpía h es bilineal en el par T, x).

3. MODELO TERMODINÁMICO DE VENTILACIÓN

Se considera un local en el que se producen calor y vapor de agua, los cuales se difunden en el aire interior. La ventilación se logra a través de dos flujos de aire húmedo: uno que entra al local en un estado termodinámico generalmente distinto al del interior, y otro que sale del local después de haber alcanzado el equilibrio térmico. El aire interior, el que entra y el que sale están a la misma presión, por lo que los dos flujos de aire no son independientes; esta presión es constante, generalmente la atmosférica. Interesa determinar la variación en el tiempo del estado termodinámico del aire húmedo interior.

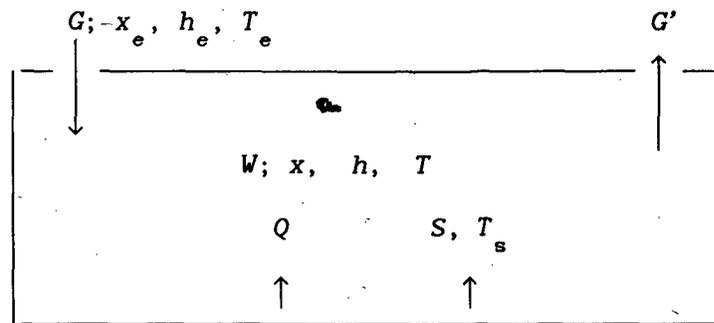


Fig 1. Esquema de la ventilación de un local

Notación de la fig 1

x_e, x	humedad específica del aire que entra y del interior, respectivamente, en kg de vapor de agua/kg de aire seco
h_e, h	entalpía específica del aire que entra y del aire interior, respectivamente, en kJ/kg de aire seco
T_e, T	temperatura del aire que entra y del interior, respectivamente, en °C
G, G'	flujos de entrada y de salida, en kg de aire seco/h
m_a	aire seco contenido en el aire interior, en kg
Q	calor generado en el interior del local, en kJ/h
S	vapor de agua generado en el interior del local, en kg de vapor/h
T_s, h_s	temperatura, en °C, y entalpía específica, en kJ/kg, del vapor de agua generado en el interior del local, respectivamente
m	masa de la mezcla interior, en kg.

3.1 Ecuaciones dinámicas

Los gastos de aire G y G' incluyen todos los intercambios de aire: por convección natural, ventilación forzada y movimiento de objetos. Ejemplo de esto último es el llamado efecto pistón, que se presenta en los Metros subterráneos debido al desplazamiento de los trenes.

Puesto que el proceso es isobárico, el cambio $d(m_a h)$ en la entalpía del aire interior en un tiempo dt se obtiene del balance de entalpías (regla del subcap 2.3), y resulta la ecuación de conservación de energía

$$\frac{d(m_a h)}{dt} = h_e G - h G' + h_s S + Q$$

pero dada la conservación del aire seco en el interior del local

$$\frac{dm_a}{dt} = G - G'$$

por lo que la ec de conservación de energía toma la forma

$$m_a \frac{dh}{dt} = (h_e - h)G + h_s S + Q \quad (20)$$

Por comodidad, se considera

$$g = \frac{G}{m_a} \quad (\text{cambios de aire seco/h})$$

$$q = \frac{Q}{m_a} \quad (\text{kJ/h-kg de aire seco})$$

$$s = \frac{S}{m_a} \quad (\text{kg de vapor de agua /h-kg de aire seco})$$

En estos términos, la ecuación de conservación de energía 20 se reduce a

$$\frac{dh}{dt} = (h_e - h)g + h_s s + q \quad (21)$$

La conservación del vapor de agua en el interior implica que

$$\frac{d(m_a x)}{dt} = x_e G - x G' + S$$

y, por la conservación del aire seco en el interior del local,

$$\frac{dx}{dt} = (x_e - x)g + s \quad (22)$$

Usando la ec 16 para expresar la entalpía interior y exterior, en función de las respectivas temperaturas y humedades específicas, la ec 21 se transforma en

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{a + cx} \left[q + c(T_s - T)s - (a + cx_e)(T - T_e)g \right] \quad (23)$$

La dinámica de la mezcla interior es proporcionada por las ecs 21 y 22 o, de manera equivalente, por las 22 y 23. En el primer sistema de

ecuaciones las variables h y x están desacopladas; en el segundo la evolución de T depende de x a través del calor específico $a + cx$ por kilogramo de aire seco. Sin embargo, como se observa en la tabla 1, para el intervalo de humedades que se presentan en los problemas de ventilación, los calores específicos interior y exterior son prácticamente constantes. En este caso, la evolución de la temperatura interior resulta prácticamente independiente de la humedad específica, y las ecuaciones dinámicas 22 y 23 pueden considerarse desacopladas.

En estas ecuaciones dinámicas se observa que el control del sistema es de una dimensión, el intercambio de aire¹(g), mientras que el estado dinámico es bidimensional. Esto implica que no es posible garantizar la ocurrencia de estados estacionarios ya que con una sola variable (g) es imposible anular simultáneamente dos expresiones independientes, como sería el caso de los extremos derechos de las ecs 22 y 23 (o 21 y 22 si se prefiere).

La ec 23, que da la dinámica de la temperatura interior, se puede expresar en términos de los valores totales de las transferencias

$$\bar{G} = (1 + x_e)G = (1 + x_e)m_a g \quad (\text{kg de mezcla/h})$$

$$\bar{Q} = m_a q + m_a c(T_s - T)s \quad (\text{kJ/h})$$

que representan el flujo de aire húmedo que entra y el calor producido en el interior, respectivamente, siendo $m_a c(T_s - T)s$ el calor cedido al aire por el vapor de agua (emitido por la fuente) al pasar de la temperatura T_s a la temperatura T . De acuerdo con las ecs 15 y 15', los calores específicos, a presión constante, de las mezclas interior y que entra valen respectivamente

$$c_p = \frac{m_a}{m} (a + cx); \quad c_p^{\text{ext}} = \frac{a + cx_e}{1 + x_e} \quad (\text{kJ/}^\circ\text{C-kg de mezcla})$$

donde m , en kg, es la masa de la mezcla interior (en la tabla 1 se observa que, para el intervalo de humedades específicas que se presentan

¹ En los sistemas de aire acondicionado se controla además la humedad, el control es bidimensional.

en los problemas de ventilación, tales calores específicos son prácticamente constantes y difieren tan poco que no es necesario distinguirlos). Considerando la ec 23

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m_a(a + cx)} \left[m_a q + m_a c(T_s - T)S - \frac{a + cx_e}{1 + x_e} (T - T_e)m_a g \right]$$

y resulta

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_p} \left[\bar{Q} - c_p^{\text{ext}}(T - T_e)\bar{G} \right] \quad (24)$$

Por tanto, $c_p^{\text{ext}}(T - T_e)\bar{G}$ kJ/h es la energía que se trasfiere al exterior a través de la ventilación.

Debido a la aditividad de la masa y la energía, el modelo descrito se puede ampliar sin dificultad al caso de varias fuentes de calor y vapor de agua, así como a varios locales que intercambian aire. Para cada local la dinámica correspondiente está dada por un par de ecuaciones similares a las expuestas; se deben agregar los términos correspondientes a los intercambios con los distintos locales, así como los asociados a las diversas fuentes de calor y vapor de agua que se encuentren en el local considerado.

3.2 Cálculo de la ventilación

La capacidad de un sistema de ventilación se diseña de modo que el aire ambiente interior cumpla determinadas condiciones mínimas de comodidad. Interesa el caso de un local en clima cálido en el que, por la generación interna de calor, la temperatura interior es mayor que la exterior y puede alcanzar valores incómodamente altos. De acuerdo con la ec 24, las condiciones mínimas de comodidad se expresan por la diferencia máxima aceptable entre la temperatura interior y exterior, y no por la temperatura interior deseada, porque, a diferencia de los sistemas de aire acondicionado, esta última no es controlada totalmente por el sistema de ventilación. Se puede suponer que cuando ocurre esta diferencia máxima tolerable las temperaturas interior y exterior permanecen constantes, sin que el estado sea necesariamente estacionario (la humedad específica puede estar cambiando). Por tanto, para las condiciones de comodidad más desfavorables el miembro izquierdo de la ec

24 vale cero, lo que implica que el flujo de aire entrante alcanza el valor

$$\bar{G} = \frac{\bar{Q}}{c_p^{\text{ext}}(T - T_e)} \quad (\text{kg de mezcla/h}) \quad (25)$$

siendo \bar{Q} el calor producido en el interior en condiciones de comodidad mínima, que es cuando la diferencia de $T - T_e$ es la máxima aceptable.

La capacidad de los equipos de ventilación se especifica por el volumen, y no por la masa, del aire que mueven por unidad de tiempo. Al valor de \bar{G} kg de aire húmedo/h le corresponde un flujo de \bar{G}/δ m³ de aire húmedo/h, siendo

$$\delta = \frac{m}{V} = \frac{p}{R(273 + T)} \quad (\text{kg/m}^3)$$

la densidad del aire interior. Por ejemplo, cuando la presión (p) es 7921 kg/m², correspondiente a la presión barométrica media anual en la ciudad de México (esta varía entre +0.4% y -1.2%); la temperatura (T), 20°C y la humedad específica es la de referencia de la tabla 1 (para determinar R , véase la ec 4), resulta

$$\delta = \frac{7921}{29.4 (293)} = 0.92 \text{ kg/m}^3$$

3.3 Crítica al método de las entalpías

En algunos libros sobre ventilación (por ejemplo, Fundamentals of industrial ventilation, de Baturin, pág 33, y Ventilación y generación de calor en Metros, de Tsodicof, pág 145) e informes técnicos de circulación restringida, se dice que para expulsar el calor \bar{Q} (kJ/h) a la diferencia de entalpías $h - h_e$ se requiere un flujo de aire equivalente a

$$\bar{G} = \frac{\bar{Q}}{h - h_e} \quad (\text{kg/h}) \quad (26)$$

Las entalpías h y h_e se pueden referir a un kilogramo de aire seco o bien húmedo, en cuyo caso \bar{G} se expresa en kgs/h de aire seco o húmedo, respectivamente. Considerando como referencia el kilogramo de aire seco,

conforme a la ec 17,

$$h - h_e = (a + cx)(T - T_e) + (b + cT)(x - x_e) \quad (27)$$

El término $(a + cx)(T - T_e)$ es el calor trasferido al exterior ($T > T_e$) por kilogramo de aire seco y $(b + cT)(x - x_e)$ corresponde al intercambio de entalpía por transferencia de vapor de agua, que no involucra transferencia de energía (subcap 2.5), y es el error por aplicar la ec 26. De hecho, es muy frecuente que debido a la presencia de este término se tenga $T > T_e$ y, al mismo tiempo, $h < h_e$, lo que se explica porque la energía y el vapor de agua se transfieren en sentidos opuestos. Esta situación se ilustra con el caso real mostrado en la fig 2, donde se observa que, alrededor de las trece horas de los dos últimos días graficados, la entalpía exterior es menor que la interior, mientras que la temperatura interior es mayor que la exterior aproximadamente 7°C . En el subcap 2.4 se consideró en detalle un ejemplo numérico.

Lo único que daría sentido al uso de la ec 26 sería que la entalpía fuera en sí misma una medida de la comodidad del aire, pero los estudios de la ASHRAE al respecto descartan totalmente esa posibilidad.

Tabla 1

Concepto	Valor			Variación en porcentaje
	mínimo	máximo	referencia	
Humedad específica	.0003	.012	.0075	± 60
R , J/K-kg (ec 4)	287.05	289.07	288.06	± .27
Calor específico por kg de aire seco ($1.004 + 1.88x$)	1.01	1.03	1.02	± .8
Calor específico por kg de aire húmedo (ec 15')	1.005	1.005	1,005	± 6×10^{-6}

En resumen, cuando la humedad específica del aire que entra y la del interior son distintas, la igualdad 26 es incorrecta y su uso en problemas prácticos lleva, además de a errores numéricos graves, a

absurdos como considerar que el aire interior se enfría al ser mezclado con aire más caliente si este último está suficientemente seco para que su entalpía sea menor que la del aire interior.

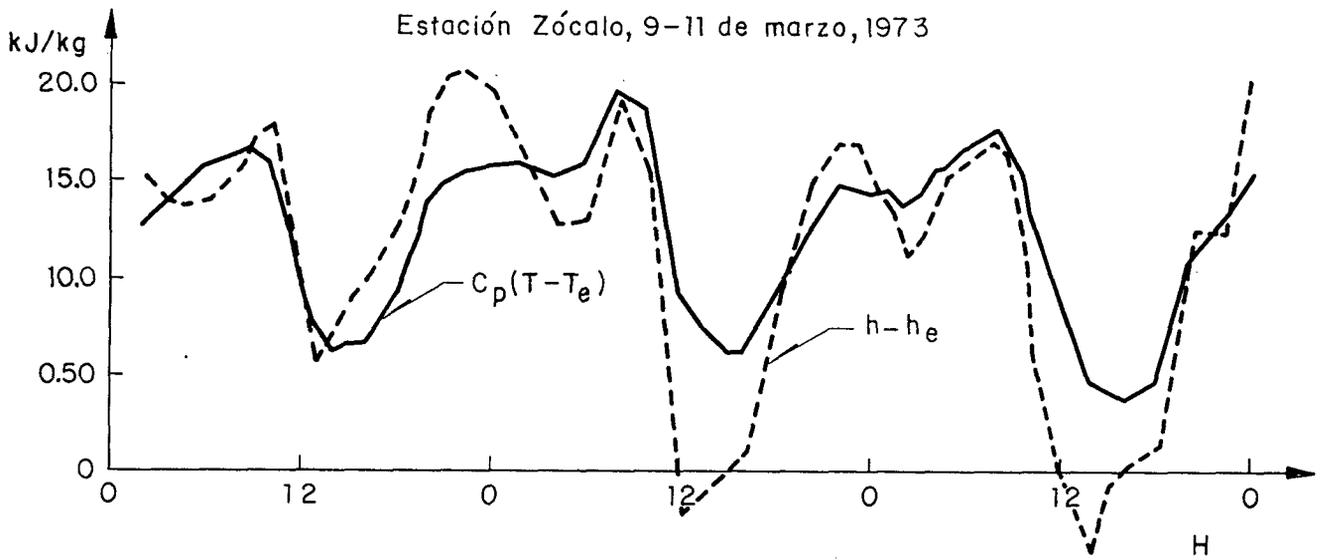


Fig 2 Diferencia de temperaturas y entalpías (Gráfica elaborada con datos de STC, Metro)

4. CONCLUSIONES

El modelo de ventilación presentado describe de manera sencilla la evolución en el tiempo del estado termodinámico del aire interior de un local; proporciona un marco general para analizar los efectos de las políticas de ventilación y, en particular, ayuda a calcular la capacidad de los sistemas de ventilación. Es adaptable a casos complejos en que el aire interior, por imperfecciones en el mezclado o por una concentración espacial de las fuentes de calor, debe subdividirse en varios "locales" que intercambian aire.

Por su carácter meramente termostático, dicho modelo no considera explícitamente aspectos aerodinámicos ni, por tanto, la energía relacionada con el movimiento de aire. La ventilación debida a la convección natural puede incluirse en el modelo introduciendo como datos los correspondientes valores de temperatura y flujo, que se obtienen comúnmente de estudios empíricos porque su manejo analítico es muy difícil en general.

El método de las entalpías para calcular el flujo de la ventilación resulta incorrecto y es fuente de errores numéricos; se utiliza, probablemente, porque aparenta tomar en cuenta la humedad del aire como factor de comodidad.

5. RECONOCIMIENTO

Los comentarios de Roberto Canales y José Luis Fernández Zayas, así como la información proporcionada por Manuel García Serrano (ISTME) y Manuel Berlanga (STC) sobre la ventilación en el Metro de la ciudad de México, fueron esenciales para motivar la investigación; las críticas de Rafael Almanza, Felipe Muñoz, Alejandro Romero y Auster Valderrama fueron de suma utilidad para mejorar la presentación final del trabajo. Las correcciones de estilo de Olivia Gómez mejoraron notablemente la claridad del texto.

6. REFERENCIAS

American Society of Heating Refrigerating and Air- Conditioning (ASHRAE), *Engineers Handbook of fundamentals* (1970)

Baturin, V, *Fundamentals of industrial ventilation*, Pergamon Press, Londres (1972)

García-Colín, L, *Introducción a la termodinámica clásica*, Trillas, México, D F (1986)

Reynolds, W y Perkins, H, *Engineering thermodynamics*, McGraw-Hill, Nueva York, México (1977)

Tsodicof, V, *Ventilación y generación de calor en Metros*, Niedra, Moscú (1968) [en ruso]

Zemansky, M, *Calor y termodinámica*, Aguilar, Madrid (1961) [traducción de la 4^a ed inglesa]