

# 热学参数在建筑热湿环境营造过程中的适用性分析<sup>\*</sup>

清华大学 张 涛<sup>☆</sup> 刘晓华 涂 壤 江 亿

**摘要** 比较了两类热学参数——焓(或熵)、焓在分析建筑热湿环境营造过程时的适用性。焓(或熵)是研究热功转换过程的热学参数,参考状态的选取对分析所得结论的影响很大。介绍了焓的物理概念及其在传热领域的应用,尝试利用焓作为热学参数对以热量、质量传递过程为主的热湿环境营造过程进行研究。分析了典型热湿环境营造案例的传热焓损失和传质焓损失。焓损失分析可以为优化热湿环境营造过程提供指导。

**关键词** 热湿环境营造 热学参数 焓 熵 焓 焓损失

## Applicability of thermological parameters in thermal-hygro environment building

By Zhang Tao<sup>★</sup>, Liu Xiaohua, Tu Rang and Jiang Yi

**Abstract** Compares the applicability between exergy or entropy and entransy utilized in thermal-hygro environment building. Exergy or entropy is a thermological parameter to analyse conversion between heat and power, and selection of the reference state greatly influences the analysis results. Presents the physical concept of entransy and its applicability in heat transfer field. Tries out adopting entransy to study thermal-hygro environment building, which mainly consists of heat and mass transfer. Analyses the entransy losses of heat transfer and moisture transfer process in some typical thermal-hygro environment building examples. Entransy loss analysis can offer guidelines for optimization of thermal-hygro environment building.

**Keywords** thermal-hygro environment building, thermological parameter, exergy, entropy, entransy, entransy loss

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

### 0 引言

建筑热湿环境的营造过程,包含大量的能源转换和能量传递过程。不同的营造方式可以实现同样的热湿环境营造效果,即使采用同样的处理方式,处理过程中各个环节的换热面积、流量等参数也可以有多种组合。这样,如何在获得相同处理效果的情况下实现较优的系统性能,成为营造建筑热湿环境过程中亟需解决的问题。

在实际工程中,系统性能的优化可以通过对不同方案实例的比较计算来实现,但计算结果往往只能反映出一个方案的整体效果较优,而该方案中的各个部分是否是优化的呢?是否存在某种系统的结构较优而由于内部换热环节面积分

配不合理等造成其性能不够好呢?在热量传递体系中,温度或温差是衡量传递过程效果的有效参数,而在热湿环境营造过程中,涉及到很多热湿传递过程,单独分析温度或温差一种参数很难全面反映整个过程的特征。这就需要利用热学参数来分析描述热湿环境营造过程的特征,根据分析结果指导优化过程。

在建筑热湿环境营造过程中,首先需要遵循的是能量守恒原理,焓是能量守恒的热学指标;由于热湿环境的实际营造过程是不可逆的,该过程要与

①☆ 张涛,男,1987年8月生,在读硕士研究生  
100084 清华大学建筑技术科学系  
(010) 62773772

E-mail: tao-zhang09@mails. tsinghua. edu. cn

收稿日期:2010-01-11

修回日期:2011-01-21

熵产或熵分析的结果一致,即要遵循不可逆过程的熵增原理;热量、质量传递过程中会存在损失,研究传递过程中的损失要遵循熵分析的结果。热湿环境的营造过程应当遵循上述三条原则,其中能量守恒即焓分析是一切过程都遵循的基本原则,现有针对热湿环境营造过程的热学研究多是采用熵(或焓)作为热学分析指标<sup>[1-2]</sup>,过增元院士提出的焓作为一种新的热学分析参数已经在传热学领域得到很好的应用<sup>[3-7]</sup>。本文将依据建筑热湿环境营造过程的特点分析熵(或焓)、焓两类热学参数的适用性,尝试利用焓作为热学指标进行分析,期望从一个新的角度来认识建筑热湿环境的营造过程,为进一步优化热湿环境的营造过程提供指导。

## 1 焓和焓在热湿环境营造过程中的应用分析

### 1.1 焓产和焓损失分析方法

能量守恒与质量守恒是自然界中普适的基本规律,任何热力过程都遵循这两个最基本的守恒关系,而过程进行的方向则需要有相应的判据来指导。熵产正是热力过程进行方向的判据,也是实际热力过程不可逆性大小的度量。可逆过程中孤立系统的熵增为 0,而任何不可逆过程中孤立系统的熵都是增加的,即为孤立系统的熵增原理。孤立系统的熵增原理是指导热力过程进行的重要准则,可

$$E_{\text{nair}} = (c_{p,a} + dc_{p,v})T_0 \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1.608d)R_a T_0 \ln \frac{p}{p_0} + R_a T_0 \left[ (1 + 1.608d) \ln \frac{1 + 1.608d_0}{1 + 1.608d} + 1.608d \ln \frac{d}{d_0} \right] \quad (2)$$

式中  $c_{p,a}$ 、 $c_{p,v}$  分别为干空气、水蒸气的比定压热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $R_a$  为干空气气体常数,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $d$  为湿空气的含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ ;  $T$  为湿空气的温度,  $\text{K}$ ;  $p$  为湿空气的压力,  $\text{kPa}$ ;  $d_0$  为焓的零点即参考状态的含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ ;  $T_0$  为参考状态的温度,  $\text{K}$ ;  $p_0$  为参考状态的压力,  $\text{kPa}$ 。

式(2)中右侧第一项表示热能可用能,是由于系统温度与环境温度不相等时所具有的可用能;第二项表示机械可用能,是由于系统压力与环境压力不平衡时的可用能;第三项表示化学可用能,是由于系统湿空气含湿量与环境状态下湿空气的含湿量不相等时的可用能。

### 1.2 熵产或焓分析示例

在利用熵产或焓来进行热力学分析时,需要确定相应的参考状态。对于参考状态的选取,目前主

以用来判断热力过程进行的方向。

在热力过程分析中,焓也是常用的指标参数。当系统由一任意状态可逆地变化到与给定参考状态相平衡的状态时,理论上可以无限转换为任何其他能量形式的那部分能量,称之为焓<sup>[1]</sup>。其中参考状态是将周围环境抽象为一个具备不变压力、温度和化学组成的庞大而静止的系统,当它与任何系统发生能量和物质交换时,其压力、温度和化学组成仍保持不变,实际工程中的任何热力过程都不会影响它的状态参数。对于孤立系统来说,系统焓损失是参考状态的温度与熵产的乘积,因而利用熵产或焓损失分析热力过程是同一体系的问题。

根据焓的定义,当系统向外界放出热量  $Q$  时能够同时对外界做出的最大有用功称为热量焓,热量焓可利用式(1)计算。

$$E_{x,Q} = \int \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) dQ \quad (1)$$

式中  $E_{x,Q}$  为热量焓,  $\text{J}$ ;  $T_0$  为环境温度,  $\text{K}$ ;  $T$  为系统温度,  $\text{K}$ 。

对于湿空气来说,可以将其当作干空气和水蒸气两种理想气体的混合物,根据理想气体的性质进行分析计算,含有单位质量干空气的湿空气可用能(即焓)为<sup>[2]</sup>

要存在两种观点:一种认为应选取室外环境温度对应的饱和状态为参考状态;一种认为应选取室外环境(不饱和状态)作为参考状态。以下对几个热湿环境营造的案例给出利用熵产或焓分析得到的结果。

#### 1.2.1 案例 A: 简单换热过程

以逆流换热器为例,当两股流体的热容量相同时,两股流体沿程温度变化情况如图 1 所示,其中高温流体的进、出口温度分别为  $T_h$  和  $T_{h,out}$ ,低温

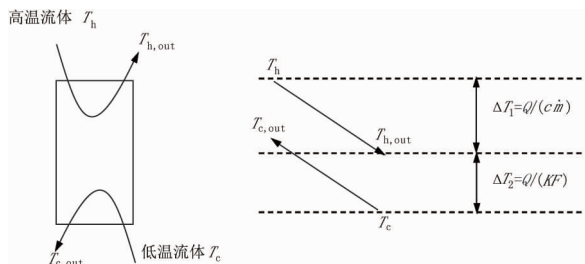


图 1 两股流体逆流换热示意图及沿程温度变化

流体的进、出口温度分别为  $T_c$  和  $T_{c,out}$ ,  $Q$  为两股流体的换热量,  $c\dot{m}$  为两股流体的热容量,  $K$  为换热系数,  $F$  为换热面积。

从图 1 可以看出,在该逆流换热过程中,两股流体的温差处处相等,换热过程的熵产  $\Delta S$  可以用

$$\Delta S = c\dot{m} \ln \left( \frac{T_c + \frac{Q}{KF}}{T_c + \frac{Q}{KF} + \frac{Q}{c\dot{m}}} \frac{T_c + \frac{Q}{c\dot{m}}}{T_c} \right) = c\dot{m} \ln \left( 1 + \frac{\frac{Q}{KF} \frac{Q}{c\dot{m}}}{T_c \left( T_c + \frac{Q}{KF} + \frac{Q}{c\dot{m}} \right)} \right) \tag{4}$$

从式(4)可以看出,在两股流体的逆流换热过程中,随着低温流体沿程温度的不断升高,熵产逐渐减小,那么换热面积应多分配在熵产大的地方(如低温流体进口处);但对于该换热器来说,在换热面积沿程均匀分布的情况下,换热器的沿程换热温差及换热量均处处相同,利用熵产分析的结果无法为换热器的优化提供有效指导。

1.2.2 案例 B: 直接蒸发冷却过程

对于如图 2 所示的直接蒸发冷却过程,空气由进口的不饱和状态 A 沿等焓线被处理到饱和状态 B,循环水状态点 W 始终保持不变。由于空气在该过程中被降温加湿,故需要在过程中有一定的补水。以该直接蒸发冷却过程为例,分别计算参考状态为室外环境温度对应的饱和状态和室外环境对应的不饱和状态时过程的焓变化,结果见表 1,其中湿空气初始状态 A 为温度 35 ℃、相对湿度

式(3)计算。

$$\Delta S = c\dot{m} \left( \ln \frac{T_{h,out}}{T_h} + \ln \frac{T_{c,out}}{T_c} \right) \tag{3}$$

将式(3)中涉及的温度均用  $T_c$  来表示,则上式可改写为

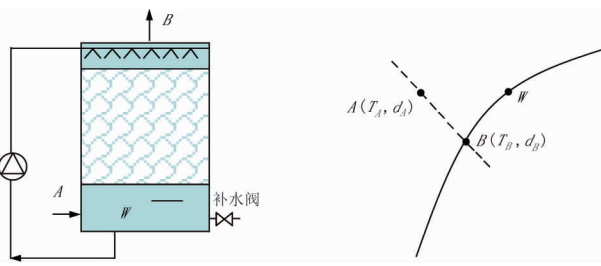


图 2 直接蒸发冷却过程及在焓湿图上的表示

60%,终止状态 B 为温度 28 ℃,相对湿度 100%。从计算结果可以看出,当选取室外环境温度对应的饱和状态为参考状态时,可用能效率即焓效率为 85.5%;当选取室外环境对应的不饱和状态为参考状态时,焓效率为 58.8%。选取室外环境温度对应的饱和状态为焓分析的参考状态时得到的焓效率更高。参考状态选取的不同导致了不同的效率分析结果,不能有效指导过程的优化。

表 1 直接蒸发冷却过程焓分析计算结果

|               | 初始空气投入的可用能/kW | 终止空气获得的可用能/kW | 水投入的可用能/kW | 可用能效率/% |
|---------------|---------------|---------------|------------|---------|
| 室外环境温度对应的饱和状态 | 0.497         | 0.425         | 0          | 85.5    |
| 室外环境对应的不饱和状态  | 0             | 0.102         | 0.174      | 58.8    |

1.2.3 案例 C: 表冷器冷凝除湿过程

图 3 显示了表冷器冷凝除湿过程的原理,湿空气经过表冷器后含湿量降低,有凝水出现。湿空气进口温度、含湿量和质量流量分别为 35 ℃,0.018 kg/kg 和 2 kg/s,湿空气出口温度、含湿量和质量流量分别为 14 ℃,0.009 kg/kg 和 1.982 kg/s,过程中凝水温度、流量为 14 ℃和 0.018 kg/s,冷水

进、出口温度分别为 7.25 ℃和 14.73 ℃,冷水流量为 2.84 kg/s。

表 2 给出了分别选取室外环境温度对应的饱和状态和室外环境对应的不饱和状态为参考状态时的焓效率计算结果,其中冷水投入的可用能为进出口冷水可用能之差,湿空气获得的可用能是进出口湿空气可用能之差,焓效率为湿空气获得的可用能占冷水投入的可用能的比。当选择室外环境对应的不饱和状态为参考状态时,排出的少量凝水获得的可用能甚至比湿空气获得的可用能还大,计算得到的表冷器焓效率还不到 30%,而实际要从环境中获得这部分凝水并不需要付出很大代价,选取室外环境对应的不饱和状态为参考状态就会造成对表冷器焓效率的过低评价。当选择室外环境

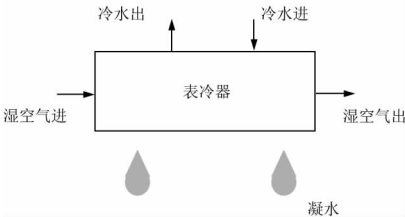


图 3 表冷器冷凝除湿过程原理

温度对应的饱和状态为参考状态时,湿空气获得的可用能为 3.955 kW,表冷器的焓效率超过 50%,

凝水获得的可用能非常小,表明不需要付出很多可用能就可以从环境中得到这部分冷凝水。

表 2 表冷器焓效率

|               | 冷水投入的可用能/kW | 凝水获得的可用能/kW | 湿空气获得的可用能/kW | 焓效率/% |
|---------------|-------------|-------------|--------------|-------|
| 室外环境温度对应的饱和状态 | 7.673       | 0.086       | 3.955        | 51.4  |
| 室外环境对应的不饱和状态  | 7.673       | 4.147       | 2.256        | 29.4  |

从上述利用熵产和焓对热湿环境营造过程的分析可以看出,参考状态的选取对于分析结果有很大影响。不同的参考状态会导致各个部件的投入、消耗等产生非常大的差异,系统的焓效率也会有很大差别,对于某个参考状态下投入焓的环节,当参考状态发生变化时就可能变为消耗焓的环节,这样在分析热湿环境营造过程时就无法获得清晰的认识,系统优化过程也就缺少了有效的指导原则。

2 建筑热湿环境营造过程的特点

建筑热湿环境营造过程的主要特点为:1) 营造过程中需将室内的热量、水分等搬运到室外,是一个热量、水分搬运过程而非做功过程;2) 热量、水分搬运过程需要驱动力,当室内外的驱动力不够时,可通过热泵来提供热量、水分等的传递动力;3) 热量、水分搬运过程中存在很多两者之间相互转换、耦合影响的情况,需对相互转换过程给出分析。总之,热湿环境营造系统是一个包含多个热量传递、热湿交换单元并且存在风机、水泵等输配部件和热泵的复杂换热体系。

以信息机房的排热过程为例,分析建筑热湿环境营造系统的处理过程。此案例比较简单,仅涉及排热过程,而且全年从室内到室外的排热方向一般是恒定的。信息机房的特点是室内显热发热量高(300~700 W/m<sup>2</sup>),几乎无湿负荷,热湿环境营造的目的是将室内多余的热量排到室外;虽然当室外温度较低时围护结构散热有助于室内热量的排出,但由于室内发热密度太高,空调系统几乎全年运行。

图 4 给出了当室外环境温度较低时,采用分离式热管实现机房排热过程的原理,此排热过程的温度变化情况见图 4b。从室内机柜发热芯片的表面温度  $T_{\text{芯片}}$  到室外环境温度  $T_{\text{室外}}$ ,共有 6 部分温差:温差  $\Delta T_1$  为  $T_{\text{芯片}}$  与室内回风温度  $T_{\text{回风}}$  之差,此温差一方面体现室内空气与芯片表面的换热过程,另一方面体现室内的气流组织情况;温差  $\Delta T_2$  为室内送回风温差,是由于送风风量有限造成的,增加循环风量可以减小此部分温差,但却会导致风机能耗的增加;温差  $\Delta T_3$  为送风温度  $T_{\text{送风}}$  与室内热管

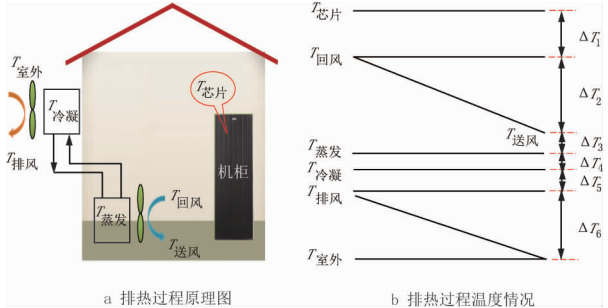


图 4 分离式热管机房排热过程及温度情况

蒸发侧温度  $T_{\text{蒸发}}$  之差,是由于室内热管侧换热面积有限造成的;温差  $\Delta T_4$  为热管蒸发侧温度  $T_{\text{蒸发}}$  与冷凝侧温度  $T_{\text{冷凝}}$  之差,是由热管自身阻力造成的;温差  $\Delta T_5$  为  $T_{\text{冷凝}}$  与室外排风温度  $T_{\text{排风}}$  之差,是由于室外热管换热面积有限造成的;温差  $\Delta T_6$  为  $T_{\text{排风}}$  与  $T_{\text{室外}}$  之差,是由于室外循环风量有限造成的。在排热过程中,  $T_{\text{芯片}}$  与  $T_{\text{室外}}$  间的温差  $\Delta T_{\text{室内外}}$  是整个热量传递过程的驱动力,只有当  $\Delta T_{\text{室内外}}$  不小于上述 6 部分温差之和(即室外温度很低)时,才能利用图 4a 所示的分离式热管装置实现热量从芯片到室外的搬运过程。

当  $\Delta T_{\text{室内外}}$  小于上述传递过程的温差之和时,就需要热泵系统(制冷系统)提供足够的传递动力。图 5 给出了采用风冷式制冷系统实现排热过程的原理及各个环节的温度情况。从  $T_{\text{芯片}}$  到制冷系统

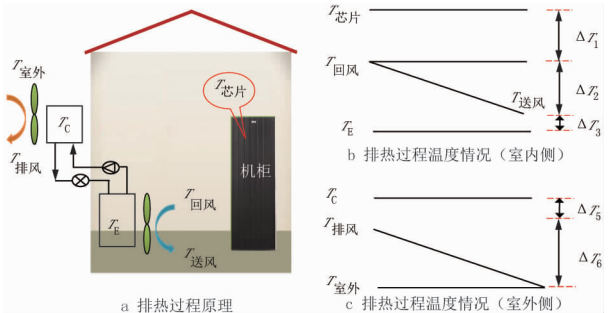


图 5 空气源热泵系统机房排热过程及温度情况

蒸发温度  $T_E$  共由 3 部分换热温差( $\Delta T_1, \Delta T_2, \Delta T_3$ )组成,从冷凝温度  $T_C$  到室外环境温度  $T_{\text{室外}}$  由 2 部分温差( $\Delta T_5, \Delta T_6$ )组成,热泵的工作温差可用下式计算:

$$\Delta T_{HP} = (\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_5 + \Delta T_6) - \Delta T_{\text{室内外}} \quad (5)$$

即热泵的任务是用来克服由于  $\Delta T_{\text{室内外}}$  不足造成的排热过程的阻力,当室外温度较高使得  $\Delta T_{\text{室内外}} < 0$  时,热泵系统的任务除了克服排热过程的阻力  $(\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_5 + \Delta T_6)$  外,还要克服室外温度与机柜芯片之间的温差,这样就使得热泵工作在较大的温差下。

通过上述以机房排热为例的排热过程可以看出,热泵并非建筑热湿环境营造中必需的部分,只是当传递驱动力不够时才需要热泵作为补充。由于热湿环境营造体系是一个复杂的换热、热湿传递网络,如何有效对整个网络进行分析优化是十分重要的问题,利用热学参数分析该过程的特征可以为热湿环境营造过程的优化提供重要指导。建筑热湿环境营造过程最核心的特征是将室内多余的热量 and 水分排出到室外,并不是以热功转换为目的,热学参数中焓是能量守恒过程的分析指标,熵与焓分析的基础是研究对象与环境温度(参考温度)之间的差异形成的做功能力,核心内容在于热功转换,与建筑热湿环境营造过程中的核心——搬运热量、水分的传递过程并不一致。过增元院士近年提出了用于换热过程优化的热学参数——焓(焓取热量除以温度之意,焓取热量乘以温度之意),很好地用于传热过程的设计、分析。下文将介绍这一热学新参数,并尝试在建筑热湿环境营造过程中进行应用。

### 3 焓的概念及应用领域分析

#### 3.1 焓的物理概念及在传热学中的应用

焓是过增元院士等提出的一种用来描述物体热量传递能力的物理量<sup>[3]</sup>,其物理意义是指热能传递的势能(或势容)。对温度为  $T$ 、比热容为  $c$  的物体连续进行可逆加热(可逆加热是指物体与热源之间的温差无限小,加入的热量无穷小),此过程意味着需要无穷多个热源,这无穷多个热源的温度是以无穷小量逐渐增加的,且每个热源提供的热量也都是无穷小的。由于在不同温度下提供的热量的品位是不同的,温度实质上是热量的势,因此在向物体加入热量的同时,物体的温度升高,也就同时向物体加入了热量的势能,或称为焓。以绝对零度为基准时,一个物体的焓为

$$J = \int_0^T Q_{\text{vh}} dT \quad (6)$$

式中  $J$  为物体的焓,  $\text{J} \cdot \text{K}$ ;  $Q_{\text{vh}}$  为物体的热容量,  $\text{J}$ 。

当  $c$  为常数时,物体的焓可用下式表示:

$$J = \frac{1}{2} M c T^2 \quad (7)$$

式中  $M$  为物体的质量,  $\text{kg}$ 。

热量传递过程是一个不可逆过程,在传递中会产生耗散,这种耗散称为焓耗散或焓损失,热量传递过程的焓损失等于参与热量传递过程的物体初始状态与结束状态的焓的差。利用焓耗散可以分析优化热量传递过程,其中导热过程中的最小焓耗散原理<sup>[4]</sup>表述为:在导热热流给定的条件下,物体中的焓耗散最小时,导热温差值就最小;最大焓耗散原理表述为:在导热温差给定的条件下,当物体中的焓耗散最大时,导热热流值就最大。最小焓耗散原理和最大焓耗散原理统称为焓耗散极值原理。程新广和柳雄斌等人认为熵产(或者焓)是用于研究热功转化过程的热学参数,焓是指相对于参考状态的做功能力,熵产分析方法也是一种热力学层面的分析<sup>[5-6]</sup>;而焓则是分析热量传递过程的热学参数,用焓分析方法优化换热器的热量传递过程时,可以得到比熵产或焓分析更优的结果,例如在体点导热问题<sup>[7]</sup>中,当两个定温冷却点的温度存在差异时,利用焓耗散极值原理优化得到的温度场结果要明显优于熵产分析得到的结果。孟继安和吴晶等人将焓和焓耗散引入对流换热和辐射换热过程,得到了在一定约束条件下最佳的温度场或速度场分布,从而使得对流换热或辐射换热过程最优<sup>[8-9]</sup>。

#### 3.2 焓在热湿环境营造过程分析中的适用性

焓是针对热量传递过程提出的热学分析指标,在传热领域已经得到很好的应用,熵产或焓更适用于研究热功转换过程,因此对于以传递过程为主的热湿环境营造过程,选用焓作为热学分析参数可能更为合适。

在热量传递过程中,会出现焓耗散即焓损失,例如在图4所示的机房排热过程中,排出热量的过程存在多个换热环节,由于风量有限、换热面积有限等原因使得每个换热环节都会存在温差,比如送风风量有限导致的室内送回风温差,换热环节中存在温差就会使得热量搬运过程产生焓损失。以一个简单换热器为例,焓损失为两股流体进出口的焓差,当低温流体的进、出口温度分别为  $T_{\text{c,in}}$  和  $T_{\text{c,out}}$ ,高温流体的进、出口温度为  $T_{\text{h,in}}$  和  $T_{\text{h,out}}$ ,换

热器换热量为  $Q$  时,换热器换热过程中的焓损失可以用式(8)计算。

$$\Delta J_{\text{传热}} = \frac{1}{2} Q [(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}) + (T_{h,\text{out}} - T_{c,\text{out}})] \quad (8)$$

式中  $\Delta J_{\text{传热}}$  为换热过程中的焓损失,  $\text{kW} \cdot \text{K}$ ;  $Q$  为换热器换热热量,  $\text{kW}$ 。

当焓概念用于分析热湿环境营造过程时,与应用到传热学分析中的焓概念相比,由于流体流量、换热热量等都与时间有关,焓也受到时间的影响。

即在换热过程中,焓损失等于换热量与两股流体进出口温差平均值的乘积。当换热面积无限大且热容量相等的两股流体逆流换热时,进出口温差的平均值为 0,此时换热过程的焓损失为 0。根据换热过程焓损失的计算式,将流体的换热过程在以温度  $T$  为纵坐标、换热量  $Q$  为横坐标的  $T-Q$  图上进行表示,如图 6 所示,该过程的传热焓损失正是图中所示的阴影部分面积。这样,利用  $T-Q$  图

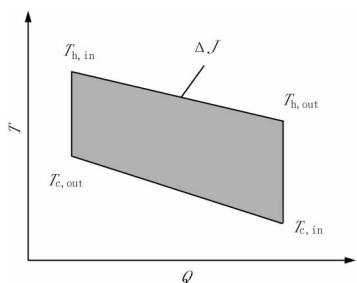


图 6 简单换热过程在  $T-Q$  图上的表示

$$\Delta J_h = \frac{1}{2} \dot{m} (T_h^2 - T_{h,\text{out}}^2) + \frac{1}{2} \dot{m} (T_c^2 - T_{c,\text{out}}^2) = \dot{m} \frac{Q^2}{KF} \quad (10)$$

从式(10)可以看出,热容量相同的逆流换热器焓变化与沿程的温度无关,沿程焓损失均匀一致。该逆流换热器沿程温差及换热量处处相同,而焓分析得到的沿程焓损失结果也是均匀一致。

#### 4.2 案例 B:空气-水热湿传递过程

对于第 1.2.2 节分析的直接蒸发冷却过程,空气与水之间的显热换热量正好等于潜热换热量,只是两者换热的方向相反。根据过程中空气和水沿程参数的变化情况,可以将显热传热过程和水分传递过程即传质过程分别在  $T-Q$  图和  $d-m_w$  图上表示出来,如图 7 所示,由此得到传热过程的焓损失和水分传递过程即传质过程的焓损失,两种传递焓损失的计算式分别见式(11),(12)。

$$\Delta J_{\text{传热}} = \frac{Q_L}{2} (T_A - T_B) \quad (11)$$

就可以更加清晰地描述换热过程,并且过程中的传热焓损失也得到了体现。

在建筑热湿环境营造过程中,同时包含热量传递和质量传递(即水分传递)过程,类似于热量传递过程中焓的定义,可以对质量传递过程定义湿度焓,空气中湿度焓的定义式如下:

$$J_L = \frac{1}{2} m_a d^2 \quad (9)$$

式中  $J_L$  为湿度焓,  $\text{kg/s}$ ;  $m_a$  为空气质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $d$  为空气中的含湿量,  $\text{kg/kg}$ 。

同样,在质量传递过程中会产生湿度焓的耗散即传质焓损失,将质量传递过程在以空气含湿量  $d$  为纵坐标、传递水分质量  $m_w$  为横坐标的  $d-m_w$  图上表示,就可以将质量传递过程及过程中的传质焓损失进行清晰地表示。下文将以焓参数作为热学指标并结合  $T-Q$  图和  $d-m_w$  图对典型热湿环境营造案例进行分析,研究不同营造过程的传热焓损失和传质焓损失。

#### 4 焓损失分析方法在热湿环境营造中的应用

利用焓参数作为热学指标,研究典型热湿环境营造案例的传热焓损失和传质焓损失,主要包括单个热湿传递部件的分析(案例 A 和 B)、系统层面的分析(案例 C)及室内末端环节的分析(案例 D)。

##### 4.1 案例 A:简单换热过程

对于第 1.2.1 节中分析的逆流换热器,根据焓的定义可以得到该过程的焓损失为

$$\Delta J_{\text{传质}} = \frac{Q_L}{2r} (d_B - d_A) \quad (12)$$

式(11),(12)中  $Q_L$  为潜热换热量(等于显热换热量),  $\text{kW}$ ;  $r$  为水蒸气的汽化潜热,  $\text{kJ/kg}$ 。

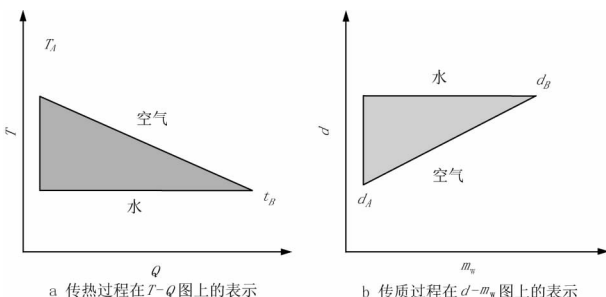


图 7 直接蒸发冷却过程的传热焓损失与传质焓损失

对于空气与水直接接触的热湿传递过程,当空气进口状态不在饱和线上时,传热、传质过程总是

存在焓损失,传热焓损失和传质焓损失可以分别用式(13),(14)计算<sup>[10]</sup>。

$$\Delta J_{\text{传热}} = \int (T_a - T_w) dQ_{\text{显热}} = c_{p,a} \dot{m}_a \int (T_a - T_w)^2 dT_a \quad (13)$$

$$\Delta J_{\text{传质}} = \int (d_a - d_e) dm_w = \dot{m}_a \int (d_a - d_e)^2 dd_a \quad (14)$$

式(13),(14)中  $T_a$  为空气的温度, K;  $T_w$  为水的温度, K;  $Q_{\text{显热}}$  为热湿传递过程中的显热传热量, W;  $\dot{m}_a$  为空气质量流量, kg/s;  $d_a$  为空气的含湿量, kg/kg;  $d_e$  为水的等效含湿量(与水温度相同的饱和湿空气的含湿量), kg/kg;  $m_w$  为热湿传递过程中的水分传递量, kg/s。

### 4.3 案例 C: 机房排热过程

以图 5 所示的空气源热泵系统机房排热过程为例,分析其室内侧、室外侧排热过程的焓损失。室内侧的排热过程存在两个换热环节,一个是室内送风与芯片的换热环节,一个是回风与制冷系统蒸发器的换热环节,当排热量为  $Q$  时,两个换热环节的焓损失  $\Delta J_1$  和  $\Delta J_2$  可分别用式(15),(16)计算。

$$\Delta J_1 = \frac{1}{2} Q (2\Delta T_1 + \Delta T_2) \quad (15)$$

$$\Delta J_2 = \frac{1}{2} Q (2\Delta T_3 + \Delta T_2) \quad (16)$$

利用风量、换热面积等参数可以得到上述两个换热环节的热阻表达式,分别见式(17),(18)。

$$R_1 = \frac{1}{2c_{p,a}\dot{m}_s} + \frac{\zeta_1}{K_1 F_1} = \frac{\Delta J_1}{Q^2} \quad (17)$$

$$R_2 = \frac{1}{2c_{p,a}\dot{m}_s} + \frac{\zeta_2}{K_2 F_2} = \frac{\Delta J_2}{Q^2} \quad (18)$$

式(17),(18)中  $\dot{m}_s$  为空调送风的质量流量, kg/s;  $\zeta_1, \zeta_2$  分别为芯片处和蒸发器侧换热过程的流量

不匹配系数<sup>[10]</sup>,该系数大于 1,相当于热阻在  $1/(KF)$  的水平上增加了  $(\zeta-1)$  倍;  $K_1, K_2$  分别为芯片处、蒸发器侧的换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $F_1, F_2$  分别为芯片处、蒸发器侧的换热面积,  $m^2$ 。

从热阻的表达形式可以看出,在室内侧排热过程中通过增加循环风量、加大换热面积等措施可以有效降低室内两个换热环节的热阻;在排热量一定的情况下,热阻的变化又与焓损失的变化趋势一致。对室外侧的排热过程中的热阻和焓损失进行分析也可以得到类似的结论,这样在该排热过程中,降低排热热阻的优化目标就与减小排热过程的焓损失是一致的,即可以利用焓损失的分析来指导优化过程。

### 4.4 案例 D: 室内末端排热过程分析

#### 4.4.1 机房室内排热过程分析

机房热湿环境的营造主要是一个显热的搬运过程,在实际机房室内侧的排热过程中,通常利用地板送风方式将冷风送入,经过与机柜换热后再统一回风,这种统一送风、统一回风的排热方式会不可避免地产生热空气回流和冷空气短路等冷热掺混现象。

以热空气回流现象(如图 8a)为例,分析该过程的焓损失。根据室内排热过程及回流热空气与冷空气混合过程的沿程变化,可将这两个过程表示在  $T-Q$  图上,如图 8b,8c 所示,其中  $T_p$  为送入的冷风温度,  $T_r$  为经过与机柜换热后的热空气温度也即回流空气的温度,  $T_s$  为冷风与回流的热空气混合后的送风温度。当没有热空气回流时,  $T_s$  与  $T_p$  相等;但由于有热空气回流,导致  $T_s$  与  $T_p$  不相等,也就使得实际排热过程增加了一部分焓损失,增加的焓损失(即图 8b 中阴影部分的面积)可用式(19)计算。

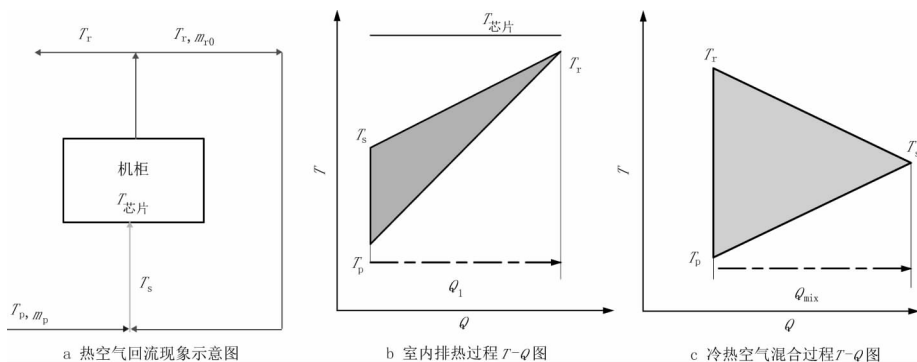


图 8 机房排热过程中热空气回流现象焓损失分析

$$\Delta J_{\text{回流}} = \frac{Q_1}{2} (T_s - T_p) \quad (19)$$

式中  $Q_1$  为机柜的排热量, W, 可用式(20)计算。

$$Q_1 = c(m_{r0} + m_p)(T_r - T_s) \quad (20)$$

式中  $m_{r0}$  为回流热空气的质量流量, kg/s;  $m_p$  为送入冷风的质量流量, kg/s。

回流的热空气与送入冷风混合过程的焓损失(即图 8c 中阴影部分的面积)可用式(21)计算。

$$\Delta J_{\text{混合}} = \frac{Q_{\text{mix}}}{2} (T_r - T_p) \quad (21)$$

式中  $Q_{\text{mix}}$  为冷热空气混合过程的热量, W, 利用式(22)计算。

$$Q_{\text{mix}} = c_{p,a} m_p (T_s - T_p) \quad (22)$$

可以证明由于热空气回流导致排热过程焓损失的增加量与冷热空气混合造成的焓损失相等, 即

$$\Delta J_{\text{回流}} = \Delta J_{\text{混合}} \quad (23)$$

对于冷空气短路现象, 可以得到类似的结论, 即冷空气短路造成排热过程焓损失增加量与冷空气混合造成的焓损失相等。因此, 热空气回流或冷空气短路等带来的冷热空气掺混会导致排热过程增加一部分焓损失, 在排热过程中可以考虑通过局部送风、局部排风等方式来减少热量搬运过程中的掺混, 避免不必要的焓损失。

#### 4.4.2 高大空间末端排热分析

建筑物中庭、候车室和航站楼等具有空间高

$$\Delta J_{\text{排热}} = Q_1(T_1 - T_{in}) + Q_2(T_2 - T_{in}) + \dots + Q_N(T_N - T_{in}) = \sum Q_i(T_i - T_{in}) \quad (24)$$

式中  $Q_1 \sim Q_N$  为  $N$  个不同温度水平热源的排热量, W;  $T_1 \sim T_N$  为不同热源的温度, K;  $T_{in}$  为室内环境的温度, K。

由式(24)可知, 不同热源排热到室内, 统一处理时会由于热量的掺混带来较大的换热焓损失, 可以考虑对不同温度水平的热源采用不同的局部处理方式。与统一排热到室内空气中的处理方式相比, 这种方式减少了掺混到室内环境中的热量, 尽量避免由于掺混而增加排热过程的焓损失; 同时这种方式利用较高温度的冷源处理温度水平较高的热源, 提高了热湿环境营造过程所需的冷源温度, 可以获得较优的系统性能, 因而在该过程中系统性能的优化目标与焓损失的分析也是一致的。

从上述利用焓作为热学参数对建筑热湿环境营造案例的分析中可以看出, 热湿传递过程可以在  $T-Q$  图和  $d-m_w$  图上清晰地表示, 处理过程的传

大、人员设备集中在近地面处和透光围护结构带来的太阳辐射量大等特点, 这类高大空间热湿环境的营造与普通建筑相比有很大不同。利用焓损失方法对高大空间中末端各种热源的排热过程进行分析, 期望从一个新的角度来认识这类问题, 分析的目标在于有效排除这些热量的情况下所采用的冷源温度最高。

高大空间中存在各种类型的热源, 如照明设备、电子显示屏和太阳辐射热等, 不同热源的温度水平可能不同, 排热量也可能不同, 将这些热源统一按照温度水平在  $T-Q$  图上表示, 如图 9 所示。

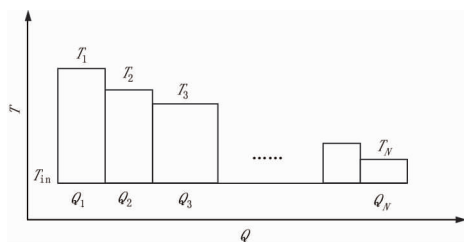


图 9 高大空间不同温度水平的热源在  $T-Q$  图上的表示

目前在高大空间中对各种不同温度热源的产热多采用统一处理的方式(如喷口送风方式), 即各热源产生的热量先混入室内空气中后, 再由集中送入的冷风将热量带走, 这时各热源产热统一排到室内环境中就会造成掺混, 不同温度的热源排热掺混造成的换热焓损失可以用式(24)计算。

热、传质焓损失也可以通过计算得到, 并且营造过程的优化目标与焓损失的分析是一致的。这样, 对于以热量、水分传递过程为主的建筑热湿环境营造过程, 利用焓作为热学参数可以从传递过程的损失角度来进行认识, 与对这一过程优化分析的目标是一致的, 比利用焓从热功转换角度的分析更能体现传递过程的特征。

## 5 结论

在各种热学参数中, 焓是能量守恒过程的分析指标, 焓(或熵)主要用来研究热功转换过程, 焓则是研究传递过程的热学参数, 建筑热湿环境的营造过程应当遵循焓、焓(或熵)及焓分析的结果。本文通过研究两类热学参数——焓(或熵)和焓在建筑热湿环境营造过程中的应用, 比较了两类参数的适用性。

5.1 焓(或熵)是研究热功转换过程的热学参数, 利用焓对热湿环境营造过程的案例进行分析, 结果

表明参考状态的选取对于焓分析得到的结论有很大影响,焓分析更多是从热功转换的视角来认识热湿环境营造过程。

5.2 分析了建筑热湿环境营造过程的特点,热湿环境的营造过程包含多个热量传递单元、热湿交换单元,实质上是一个热量、水分的搬运过程而非热功转换过程,只有当传递过程的驱动力不足时才需要投入热泵作为补充。

5.3 介绍了焓的物理概念及在传热学领域的应用情况,焓耗散(焓损失)是分析优化热量传递过程的热学指标,对于以热量、质量传递过程为主的建筑热湿环境营造过程,尝试利用焓作为热学参数对其进行研究,结合  $T-Q$  图和  $d-m_w$  图对典型热湿环境营造案例的传热焓损失、传质焓损失进行了分析,焓损失的分析与营造过程的优化目标是一致的,利用焓损失分析可以为优化热湿环境营造过程提供指导。

#### 参考文献:

- [1] 朱明善,刘颖,林兆庄,等. 工程热力学[M]. 北京:清华大学出版社,1995

(上接第76页)

的原因:较高品位下的湿传递焓损失。间接蒸发冷水机在理想工况下任一环节焓损失近似为零,出水温度能达到露点温度,且能实现湿焓到显热焓的可逆转换。2) 通过湿焓-显热焓转换原理得到了等效显热焓损失平衡原理,通过焓损失给出了存在热湿转换的流程内部换热面积分配的优化原则,对两种不同结构的间接蒸发冷水机进行了内部换热面积分配的优化。3) 通过比较两种不同结构的间接蒸发冷水机,得到了对流程结构比较深入的认识:当排除房间相同的显热而追求系统的总换热面积最小时,流程的传热量与制冷量之比越小越好;在满足等效显热焓损失平衡原理的前提下,系统消耗在传递过程的焓损失越大越好。4) 通过焓损失的分析,提出了改进的间接蒸发冷水机系统的结构。

#### 参考文献:

- [1] 江亿,刘晓华,谢晓云. 室内热湿环境营造系统的热学分析框架[J]. 暖通空调,2011,41(3):1-12
- [2] 谢晓云,江亿. 对蒸发冷却式空调的设计与热工计算方法的一些看法[J]. 暖通空调,2010,40(11):1-12
- [3] Al-Juwayhel F, El-Dessouky H, Ettouney H, et al. Experimental evaluation of one, two, and three stage evaporative cooling systems [J]. Heat Transfer Engineering, 2004, 25(6): 72-86
- [4] 丁杰,任承钦. 间接蒸发冷却方案的比较研究[J].

- [2] Adrian B. Advanced engineering thermodynamics [M]. New York: John Wiley & Sons, 2006
- [3] 过增元,梁新刚,朱宏晔. 焓——描述物体热量传递能力的物理量[J]. 自然科学进展,2006,16(10):1288-1296
- [4] 程新广,李志信,过增元. 热传导中的变分原理[J]. 工程热物理学报,2004,25(3):457-459
- [5] 程新广,孟继安,过增元. 导热优化中的最小传递势容耗散与最小熵产[J]. 工程热物理学报,2005,26(6):1034-1036
- [6] 柳雄斌,孟继安,过增元. 换热器参数优化中的熵产极值和焓耗散极值[J]. 科学通报,2008,53(24):3026-3029
- [7] 程新广. 焓及其在传热优化中的应用[D]. 北京:清华大学,2004
- [8] Meng J A, Liang X G, Li Z X, et al. Numerical study on low Reynolds number convection in alternate elliptical axis tube[J]. J Enhanc Heat Transf, 2004, 11(4): 307-313
- [9] 吴晶,梁新刚. 焓耗散极值原理在辐射换热优化中的应用[J]. 中国科学,2009,39(2):272-277
- [10] 刘晓华,江亿,张涛,等. 建筑热湿环境营造过程中换热网络的匹配特性分析[J]. 暖通空调,2011,41(3):29-37

建筑热能通风空调,2006,25(4):100-103

- [5] Bejan Adrian. Advanced engineering thermodynamics [J]. New York: J Wiley & Sons, 1997: 217-235
- [6] 李震. 湿空气处理过程热力学分析方法及其在溶液除湿空调中应用[D]. 北京:清华大学,2004
- [7] Ren Chengqin, Li Nianping, Tang Guangfa. Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes [J]. Building and Environment, 2002, 37(11):1045-1055
- [8] 谢晓云. 间接蒸发冷却式空调的研究[D]. 北京:清华大学,2009
- [9] 江亿,谢晓云,刘晓华. 湿空气热湿转换过程的热学原理[J]. 暖通空调,2011,41(3):51-64
- [10] 江亿,李震,薛志峰. 一种间接蒸发式供冷的方法及其装置:中国,ZL 02100431.5[P]. 2002-01-30
- [11] Jiang Yi, Xie Xiaoyun. Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller[J]. Solar Energy, 2010, 84(12):2041-2055
- [12] 刘晓华,江亿,张涛,等. 建筑热湿环境营造过程中换热网络的匹配特性分析[J]. 暖通空调,2011,41(3):29-37
- [13] 江亿,谢晓云,于向阳. 一种同时产生冷水和冷风的间接蒸发制冷方法及装置:中国,ZL 200810103448.0[P]. 2010-09-01
- [14] 谢晓云,江亿,刘拴强,等. 间接蒸发冷水机组设计开发与性能分析[J]. 暖通空调,2007,37(7):66-85
- [15] 江亿,谢晓云,于向阳. 间接蒸发冷却技术——中国西北地区可再生干空气资源的高效应用[J]. 暖通空调,2009,39(9):1-4
- [16] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2009[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2009