

在当前节能减排的大背景、大趋势下,暖通空调学科和暖通空调行业正面临一个难得的发展机遇,也很像是正酝酿着技术发展的一次飞跃。以前我们着重从满足室内参数来设计和运行暖通空调系统,现在需要更多地从节能的角度重新审视,以前的钢/煤价格比是40:1,现在这个比例已降低到10:1,这些变化需要我们重新反思暖通空调的系统构成形式、分析方法、运行参数,从而适应变化的需要。近年来,我们从这一考虑出发,开展了一些相关研究,包括温湿度独立控制、间接蒸发冷却、分离式热管用于机房排热、用于热电联产的吸收式换热等新的解决工程问题的思路。然而在研究中总觉得这些貌似相距很远的工程问题之间,总有一些共同的理念在背后控制着。如果把这些理念系统化、并挖掘出深层次的共性的东西,也可能可以称之为一些新的理论,也可能可以有利于我们这一学科的进一步发展。出于这一想法,我们从被动的、片段的考虑开始进行主动的、系统的探索。在国家自然科学基金的支持下,近几年开展了一些理论研究工作,试图从新的角度分析暖通空调系统,从而对其有一些新的认识。在研究小组几代研究生的持续努力和清华大学过增元院士新的热学理论的启发下,目前已经有了一些初步的进展,形成了理论上的初步框架体系,可以用来分析一些实际工程问题,并得到些新的认识。这些研究心得本来不应急着发表,而是应再深入锤炼、斟酌。但是,考虑到当前建筑节能的发展形势,觉得如果早些拿出来供大家参考,有可能使我们的研究工作少走一些弯路,可以对建筑节能事业早作贡献。同时,早些拿到学术界,就可以早些得到外面的批评、批判,比我们躲在一边独自挖掘和孤芳自赏更有利于理论的发展。基于这些考虑,在《暖通空调》杂志社的热情鼓励下,我们提前把这些还不完全成熟的东西提交发表,请大家多提意见,更盼望有更多的共识者参与研究,共同在这个方向上进一步思考、挖掘和实践。

(江 亿)

## 室内热湿环境营造系统的 热学分析框架\*

清华大学 江 亿<sup>☆</sup> 刘晓华 谢晓云

**摘要** 初步构建了该框架。根据室内外温差合理配置传热能力是利用围护结构传热的关键;室温与热源或热汇的温差驱动空调系统的热量传递,选取热源或热汇时在满足热量传递需求的基础上减少各环节的温差消耗是降低系统能耗的问题所在;通过分析各环节温差消耗的影响因素,得到了降低温差消耗的可能途径;讨论了湿度传递驱动力(湿度差)与热量传递驱动力(温差)之间的相互转换。

**关键词** 热湿环境营造 围护结构 空调系统 温差 降低能耗

Thermological analysis frame in thermal-hygro  
environment building

By Jiang Yi<sup>★</sup>, Liu Xiaohua and Xie Xiaoyun

**Abstract** Establishes a primary theoretical frame to analyse this process by thermology. Setting the reasonable heat transfer capability according to the temperature difference between indoor and outdoor air is the key to transport heat through envelope. The temperature between indoor air and heat source or sink drives heat transfer in air conditioning system and the relationship of temperature and heat should be considered in choosing heat source or sink. To reduce transfer links and temperature difference of each link based on a satisfied need of heat transfer is the matter to reduce energy use and some possible ways to reduce the temperature difference are obtained by means of analyzing influencing factors. Also discusses the transition between moisture transfer driving force and heat transfer driving force.

**Keywords** thermal-hygro environment building, building envelope, air conditioning system, temperature difference, energy conservation

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

## 0 引言

室内热湿环境营造系统,即为了满足室内环境温度湿度需求的供暖、通风和空调系统,是实现建筑功能要求的主要系统,其能耗构成建筑运行能耗的主要部分。如果从开利博士系统地提出空调的概念和方法算起,室内热湿环境营造系统的理论和工程实践已经有了 100 年以上的发展历史,人类已经可以根据需求,在任何自然环境下任何建筑内准确、稳定地实现所要求的各种热湿环境。并且也研究出了系统的分析方法、设计方法、系列的设备产品和成熟的运行管理方法。空调制冷技术被誉为 20 世纪对人类影响最大的 20 项重大发明的第 10 位<sup>[1]</sup>,已经成为一门成熟的学科。既然如此,何必要去重新讨论和研究热学分析框架呢?这是由于:

1) 室内热湿环境营造应该作为一门系统的学科(按照我国的学科管理体系的提法,应该是一级学科),然而,它的理论体系是什么?构成这一学科的、具有特色的理论基础是什么?一提到这一问题,一般都回答,基础理论是工程热力学、传热学和流体力学。这些确实是我们学科的重要基础,但都属于工程热物理范畴,是热动力、制冷及一些机械工程系统的共性内容,并不能反映出室内热湿环境营造学科的特殊性,由此也就不能作为使其成为独立学科的理由。再一提法是人体热舒适。这确实是我们这一学科独到的、有特色的理论基础问题,但它只是部分需求侧问题的理论基础,不涉及非民用建筑的需求问题,更不涉及如何营造室内热湿环境这一基本问题。因此它只能作为构成我们这个学科的理论基础的一部分,不足以代表全部。

2) 经过 100 多年的发展,目前这一学科的整套分析研究方法可以完善地解决设计和运行供暖通风空调系统的各种问题,满足人类对室内热湿环境的各种需求。当不太在意运行能源消耗,仅以实现室内环境参数为主要目标时,这个理论分析体系已可完全满足。但是,当同时关注运行能耗,寻求最少的常规能源消耗来实现室内热湿环境的营造时,现在的分析工具似乎就不是非常有效了。例如:

① 给定室内外热湿参数和建筑的相关参数,是否存在维持室内要求的热湿状态所需要的最小能耗?这一最小能耗如何计算?

② 当依靠供暖维持室内温度时,以前对问题①的回答是“此时供暖需要的热负荷”。的确,如果采用锅炉燃烧产生热量,为维持室内温度就需要提供相当于此时热负荷的热量。但是如果采用热泵呢?如果热泵热源状况(空气源、水源等)不同呢?对于夏季制冷空调又怎样呢?系统的实际能耗不仅包括锅炉或热泵能耗,还包括担负热量输送的风机、水泵的能耗。如何把这些辅助系统的用能统一考虑?

③ 上面所提的能耗的表述方式又应该是什么?以“热量”为表述单位?似乎还应该考虑其温度水平,考虑能源的品位。都折合成“一次能源”(例如标准煤)是否就能给出清晰的表述?从理论上应该采用什么更清晰的方法?

④ 当研究包括除湿过程在内的夏季空调过程

①☆ 江亿,男,1952年4月生,教授,中国工程院院士  
100084 清华大学建筑技术科学系  
(010) 62781339  
E-mail: jiangyi@tsinghua.edu.cn  
收稿日期:2011-01-14  
修回日期:2011-01-17

时,在讨论最小能耗时问题就更多了。除湿需要的潜热是否可以与降温需要的显热统一以冷量来标识?冷量是否可以按照参考制冷机的COP转换成电功率?当室外空气比焓高于室内而含湿量低于室内时,为了降低空调能耗应该尽可能多采用新风还是尽可能多用回风?

⑤ 甚至于当涉及一些围护结构或某些专门装置的蓄热问题时,可以简单地计算蓄热放热量吗?如何考虑热量品位的变化?在 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 条件下蓄存热量在 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下有可能释放出更多的热量,这能说“蓄热效率大于1”吗?

3) 以上仅是举了很少的例子说明目前分析方法的欠缺,这些理论或分析工具的欠缺往往造成对实际工程问题认识上的混乱甚至错误和误导,尤其当研究系统的运行能耗或节能问题时,例如:

① 地下水或地理管地源热泵被誉为一种可再生能源利用方式,那么依靠空气冷却冷凝器或加热蒸发器的方式就不是可再生能源吗?如果热泵在冬季制热是可再生能源利用,在夏季制冷是否也属于可再生能源利用?可再生能源顾名思义,就是可以从自然界获得、取之不尽、用之不竭、可以用来做功的资源,通过地源热泵提取的热量属于此类吗?

② 建筑围护结构的保温在很多场合被作为建筑节能的最主要措施,甚至已成为建筑节能与否的主要标志。保温的功能就是减少或隔断通过围护结构形成的室内到室外的热量传递,这怎么就成了建筑节能的主要任务?我们是在任何时候任何场合都期望尽可能减少室内外间的传热吗?我们到底希望具有什么热性能的围护结构?

③ 各类辐射末端形式(地板辐射、天花辐射)开始被作为建筑节能的一种方式。它们为什么节能?怎样的辐射末端形式才真的节能?当室内某处存在高温热源时,应该把低温的供冷末端靠近高温热源以直接带走更多的热量,还是远离高温热源,避免过多的冷热掺混?

④ 当北方发展热电联产、集中供热时,很自然地就有人想到冷似乎和热是对称的,于是在南方就应该发展“冷电联产、集中供冷”了。“冷”和“热”是对称的吗?实际上物理学中只讨论热,“冷”表示一种状态,而“冷量”似乎是排除热量的能力,实际工程中“热”和“冷”有很大的不同,这种简单地类比所

引起的误导有可能导致节能减排工作中的重大失误!

当建筑节能成为全社会关注的重大任务时,尤其是各个不同学科不同知识背景的专家开始进入这一领域时,由上述认识不清而误导工作的案例就变得非常之多,由此在理论上提供清晰的认识和有效的分析工具就成为建筑节能工作迫切的基础问题。近20年来,国内外业内的学者开始关注这一问题,并相继提出一些新的观点和分析手段。上世纪80年代初就有用焓方法分析空气处理过程的研究<sup>[2-3]</sup>,以后陆续有对整个空调系统和建筑的焓分析<sup>[4-6]</sup>,但这些分析都未提到室内热湿环境营造过程的本质,未能找到恰当的观测角度和研究问题的出发点。采用焓分析的基础是确定参照状态作为零焓参照点,当涉及湿空气问题时,取室外空气状态还是取等干球温度下的饱和空气状态为参照点,多年来一直争论不休<sup>[4-5,7]</sup>。而不同的零焓参照点会导致焓分析的结果完全不同,这甚至使人对焓分析能否解决这些问题产生质疑。然而在欧洲,由于气候原因湿度很少考虑,这时采用焓分析研究和指导室内热环境设计取得了很大的成功。德国20世纪90年代开始研究建筑物中焓的流动,配合建筑节能的需求,进一步提出低焓建筑,成立了低焓建筑学会,国际能源组织(IEA)的ECBCS(建筑和社区系统的节能)合作研究计划两次立项开展低焓建筑研究(Annex 37和Annex 49)<sup>[8]</sup>,德国和芬兰进一步把低焓建筑和低焓系统作为实现建筑节能的主要途径。在这些研究的推动下,欧洲在实际工程中开始倡导“低温供热、高温供冷”的系统方式,取得了很好的节能效果。在德国汉堡机场和泰国曼谷机场使用地板冷辐射方式维持室内温度,也解决了透过玻璃幕墙的太阳辐射造成的高密度冷负荷问题,取得了很好的节能效果<sup>[9]</sup>。在同一时期甚至更早,日本也对空调建筑中的热过程进行了深入研究,探讨热量输送系统的本质<sup>[10-11]</sup>,指出节能的关键是应尽量避免室内空间及空调系统内不同温度掺混造成的混合损失<sup>[12]</sup>。

上述研究都力求从能源品位的角度重新考查室内热湿环境营造系统,试图建立新的理论框架和分析工具,从能量利用的角度重新认识这一系统,从而得到更好的系统解决方案。然而,这些研究中还有如下不足:

1) 焓真的反映了室内热湿环境营造系统的本质了吗? 追求低能耗系统就是追求低焓系统吗?

2) 怎样分析空气的湿度问题? 尤其涉及对各类蒸发冷却、冷却除湿、各类吸湿剂(固体或液体)除湿和热回收问题的分析,目前还缺少有效的分析工具。

3) 实际的供暖空调系统中,由各类风机和水泵构成的能量输送系统的能耗占到系统总能耗的30%~70%,而前述分析方法很难把输送系统的能耗与冷热源的能耗共同进行分析。低温送风倡导者说低温冷源可以加大送风温差、减少风量从而降低风机能耗;温湿度独立控制提倡者则说高温冷源可以提高蒸发温度,从而提高制冷机COP,降低制冷机电耗。这二者都只强调了问题的一个方面,怎样把冷源的能耗与输送系统的能耗统一起来呢?

笔者所在的研究小组十多年来一直在前面所述的各问题中摸索、挣扎,力图找到更适当的观察问题的角度,更清晰的分析问题的线索,更有效的处理问题的工具。经过十多年的研究和工程实践,初步形成了一个新的理论框架,并且开始尝到采用这种新的分析方法与工具的甜头。本文初步介绍这一理论框架,本专栏后续文章则对各环节作深入分析,并利用这一方法,从新的视角出发具体讨论一些典型的工程问题。

## 1 对室内热湿环境营造系统的基本认识

以营造室内温度环境为例,传统的认识是:为了维持室内温度,需要在冬季向室内提供热量,夏季向室内提供冷量,这些冷量、热量由此时室内的冷热负荷决定。改善围护结构保温,有可能减少室内冷热负荷,所以可减少需要向室内提供的冷量和热量。根据这样的理解,确定了冷热负荷后,配置相应的供暖和空调系统,使其能够向室内提供所需要的冷量、热量,就完全可以满足维持室内温度的目标。

改变观察问题的角度,从能源使用的角度,而不再是从热量或冷量的角度来看室内温度维持的过程,可以得到如下的不同认识:将围护结构视为被动的传输过程,仅分析室内各种热源(人员、设备、灯光以及透过窗户的太阳辐射等)的热量释放过程,这些室内热源均是向室内释放热量,要维持室内温度状态则需要持续地排除这些热量。可以通过围护结构(包括传热和渗风)被动地向室外排

除这些热量;当围护结构不能排除全部热量时,需要采用由空调系统构成的主动系统排除多余的热量;当围护结构被动地过量排除了热量时,则需要通过空调或供暖这些主动系统补偿这部分多排出的热量。

为什么把热环境的营造理解为排除热量的过程而不是提供热量的过程? 这是因为室内不断产生热量这一特点是绝对的,只要室内有人、有设备,就一定产生热量,无论在何处。而室内需要热量则是相对的,只有当围护结构过量散失了热量时,才需要主动式系统适量补充热量。并且为了维持室内热环境所要排除的热量主要是从室内不同位置分别释放出来的,即使在炎热地区,通过围护结构从室外空气传入室内的热量也仅占所要排除热量的小部分;而当需要向室内补充热量时,热量的散失则全部是通过围护结构进行(渗透风亦可归入围护结构),二者的特点完全不同。

围护结构只能把室内的热量排除到室外,驱动力是室内外温差。从要求的室内温度出发考察室内外温差的变化,可知一般情况下围护结构被动传热的驱动力(温差)在一年内变化会很大。如果围护结构的综合传热热阻仅能在小范围内变化,而室内热源全年变化范围也很小,则仅依靠围护结构很难准确地满足排除热量的要求,为了维持要求的室内温度状态,就需要依靠主动式系统,也就是供暖和空调系统。当围护结构过量排热时(冬季室内外驱动温差很大),就需要主动式系统补充散失的热量;当围护结构排热量不足时,则需要主动式系统排除剩余的热量。这就是为什么需要作为主动调控系统的供暖空调系统的原因。

供暖空调系统的任务就是通过室内与某个或多个热源或热汇之间的热量传递来维持室内适宜的空气参数。作为系统的热源或热汇,可以选择室外空气,也可以选择不同于室外温度的其他热源、热汇,例如地下土壤、地下水、地表水、各种工业过程排出的余热、以及锅炉燃烧产生的高温热量。与围护结构一样,驱动空调供暖系统实现热量传递的也是室温与热源或热汇温度间的温差。在不同需求情况下选择不同的热源或热汇就可能获得不同的驱动温差。这个驱动温差应克服系统的热量传递阻力,实现要求的热量传递。当需要传递的热量过大、温差不足、甚至驱

动温差与要求的热量传递方向不一致时,就需要通过热泵来增加驱动温差。热泵的功能实际就是通过做功增加系统的驱动温差甚至改变驱动温差的方向。围护结构很难改变热量传递能力,不易适应大幅度变化的驱动温差和基本不变的排热量需求之间的矛盾;主动系统则可以通过改变驱动温差和系统的传热能力来适应和解决这一矛盾,从而在室外温度大幅度变化的情况下有效地维持室内要求的温度状态。

以上是从热量传递的角度重新考察维持室内温度状态的过程。同样可以这样来认识维持室内湿度状态,也就是维持室内空气含湿量  $d$  的过程。室内存在一些不断释放水蒸气的湿源(例如人体、花草、敞开的水表面等),要维持室内的湿度状态就需要持续地从室内排除这些水蒸气。对于围护结构隔湿做得比较好的建筑,所谓围护结构的排湿主要是通过室内外渗风和自然通风实现。当不能满足排湿要求或过量排湿时,也需要作为主动系统的空调系统来补充。

这样,分析和研究室内热湿环境营造过程就成为如下几个基本问题:

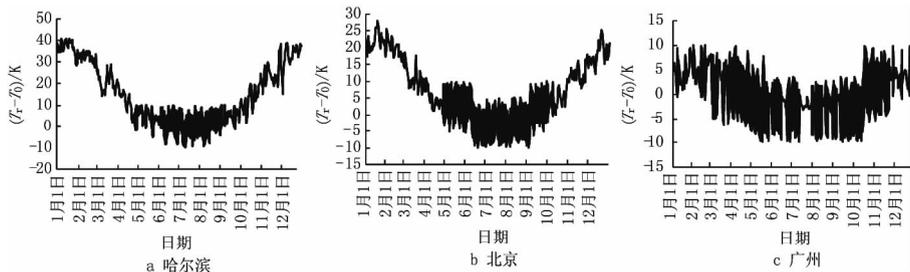
1) 围护结构系统传热传湿的特点。如何改进围护结构的性能使得可以较少地依赖空调供暖系统就可以营造要求的室内热湿环境?

2) 可作为空调供暖系统的各类热源、热汇的特点。怎样选择适宜的热汇和热源?

3) 空调供暖系统输送热量性能的研究。怎样在满足热量传递需求的基础上使其消耗最少的常规能源?

4) 系统中水蒸气的传递。水蒸气传递驱动力(湿度差)的形成,与热量传递驱动力(温差)之间的相互转换。

以下分别对这些问题进行初步讨论。



注:当室外日平均温度低于  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,室内按  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  计算;当室外日平均温度高于  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,室内按  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  计算;当室外日平均温度在  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  到  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间时,室内分别按  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  和  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  与室外日平均温度相减,得出—可能区域

图1 室内温度在  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  和  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  时全年室内外驱动温差  $(T_r - T_0)$

## 2 围护结构传热分析

围护结构组成被动地进行室内外传热的通道,其传热包括外墙、外窗、屋顶和地面组成的通过导热和表面换热实现的室内外空气间的热量传递,还包括伴随由缝隙渗风和开窗自然通风形成室内外通风换气所导致的热量传递。如果墙、窗、屋顶、地面等构成的综合传热能力为  $UA$  (单位  $\text{W/K}$ ),室内外空气交换量为  $G_{c_p}$  (单位  $\text{W/K}$ ),当不考虑围护结构的热惯性时,可以得到:

$$Q_{\text{en}} = (UA + G_{c_p})(T_r - T_0) \quad (1)$$

式中  $Q_{\text{en}}$  为通过围护结构向室外排除的热量;  $T_r$ ,  $T_0$  分别为室内温度和室外温度(即热汇温度);  $(T_r - T_0)$  为驱动热量传递的驱动温差。

图1为哈尔滨、北京和广州三地室内温度根据室外状况设置为在  $18\sim 28\text{ }^{\circ}\text{C}$  范围内变化,考虑围护结构的热惯性,室外可取每天的日平均温度,得到全年的驱动温差  $(T_r - T_0)$  的变化情况。可以看到,三地全年的驱动温差都在很大范围内变化,除哈尔滨全年基本上都是正向外,另外两地驱动温差的方向在夏季还有所不同。如果要求室内排除的热量(主要是人员和设备的散热、透过外窗的太阳辐射,其变化与外温变化基本无关,而主要是由房间的使用方式和太阳辐射状况决定)变化不大,则只有通过改变围护结构的传热能力  $(UA + G_{c_p})$  来使其传热量与要求排除的热量匹配。一般情况下,  $UA$  很难变化,如果门窗不能开启,  $G_{c_p}$  仅是由围护结构的渗透漏风构成,则它的变化主要由室内外空气流动形成的风压决定,也变化不大。这样,依靠围护结构传热,就很难在全年各个季节都担当起准确地排除热量的任务,弥补冬季的过量排热和/或夏季的排热不足,只能通过消耗能源由主动式系统来解决。目前所提倡的建筑保温,实际就是减小综合传热系数  $U$ 。当外窗不能开启,建筑没有有效的

自然通风手段时,  $G_{c_p}$  基本为常数。这时改善保温可以降低围护结构的传热能力  $(UA + G_{c_p})$ , 减少在室内外温差很大时的过量排热, 从而减少甚至避免冬季通过空调供暖。但这样做在驱动温差  $(T_r - T_0)$  变小时, 就不能有效地排除室内热量, 从而需要空调制冷系统排除剩余的热量, 也会造成较大的能源消耗。所以, 在这种情况下就有合理配置围护结构保温水平的问题。

改善围护结构性能, 降低对空调供暖系统的依赖, 重要的途径是使其综合传热能力能够根据需求变化, 这样可以根据需要排除室内热量, 根据可利用的驱动温差状况调节通过围护结构的传热量, 使其在尽可能多的时间段内恰当地完成排除热量的任务, 而不再需要消耗能源的主动式空调供暖系统。如图 1 所示, 如果综合热阻  $1/(UA + G_{c_p})$  能够在驱动温差最大时(最冷的冬季)恰好排除室内热源的热量, 同时综合热阻  $1/(UA + G_{c_p})$  的相对变化范围能够达到图中要求的范围时, 在哈尔滨就可以完全省去空调供暖系统, 实现零能耗; 在北京、广州也仅是最热的一段时间当室外温度高于室内要求的温度, 驱动温差与排热要求反向时, 才需要开启空调。最简单的改变  $(UA + G_{c_p})$  的方法就是改变通风量。通过合理的开窗方式实现足够的自然通风, 可以使综合热阻  $1/(UA + G_{c_p})$  足够小, 而关闭外窗后又使得热阻  $1/(UA + G_{c_p})$  足够大, 从而满足在冬季室内外出现最大温差时的保温要求。实际上为了满足室内空气质量的要求, 维持室内足够的新风换气量, 不能任意减小  $G_{c_p}$ 。通过排风热回收装置回收排风中的热量可以使等效的通风换气量小于实际的新风量, 从而在满足室内新风需求的条件下进一步降低等效热阻  $1/(UA + G_{c_p})$ 。而对  $1/(UA + G_{c_p})$  最小值的要求又取决于有效的室内热源发热量与最大的驱动温差之比。文献[13]对围护结构传热性能、通风换气的可调节性, 及室内发热量之间的关系有详尽的分析。

### 3 空调供热系统输送热量的性能

当围护结构无法在要求的范围内准确调节其传热能力, 造成过量排热和由于驱动温差不足而不能满足排热要求时, 就要使用主动式空调系统排除剩余的热量或补充不足的热量。空调供热系统实现排热或补充热量的动力是室温与作为热源或热汇间的温差。这时作为排热和取热的热源和热汇不再局限

于室外空气, 而可以是任何可能提供热量或接收热量的自然界环境。不同的热源和热汇形式的温度不同, 其系统形式和能源利用效率大不相同。

此时空调系统的任务就是在驱动温差  $(T_r - T_0)$  的作用下把要求的热量  $Q_{ac}$  排除,  $Q_{ac}$  等于室内需要排出的热量—通过围护结构的排热量  $Q_{en}$ 。图 2 是这种情况下可能的一种系统形式。风机 A 使空气在室内循环并通过空气-水换热器 B 把热量传递到循环水; 循环水泵 C 使水在系统中循环, 实现两个空气-水换热器 B, D 之间的热量输送; 空气-水换热器 D 使热量从水侧传递到室外空气侧; 风机 E 则使室外空气经过换热器 D 进行换热最终将热量排除到室外。这一系列的热量传输过程都是由室内外温差  $(T_r - T_0)$  所驱动, 它被分别消耗在如下 4 个环节中:

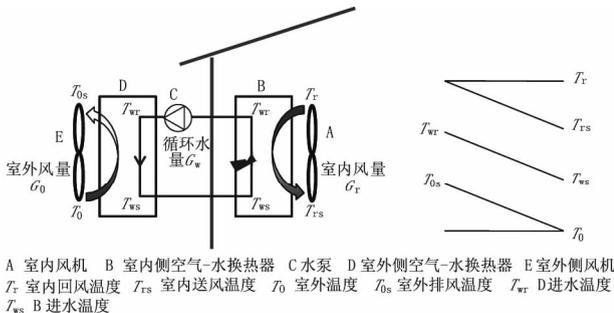


图 2 空气-水换热器系统形式及温差

1) 室内空气循环温差:  $T_r - T_{rs}$ , 该温差等于  $Q_{ac}/(G_r c_p)$ , 其中  $G_r$  为室内侧空气质量流量。

2) 室内侧空气-水换热器 B 的温差: 空气的进口侧为  $T_r - T_{wr}$ , 空气的出口侧为  $T_{rs} - T_{ws}$ 。室内换热器 B 的传热量  $Q_{ac}$  见下式, 其中  $G_w$  为循环水流量。

$$Q_{ac} = UA_B \frac{T_r - T_{wr} - T_{rs} + T_{ws}}{\ln\left(\frac{T_r - T_{ws}}{T_{rs} - T_{ws}}\right)} = G_w c_w (T_{wr} - T_{ws}) \quad (2)$$

3) 室外空气-水换热器 D 的温差: 一侧为  $T_{wr} - T_{os}$ , 一侧为  $T_{ws} - T_0$ , 室外换热器 D 的传热量  $Q_{ac}$  为

$$Q_{ac} = UA_D \frac{T_{wr} - T_{os} - T_{ws} + T_0}{\ln\left(\frac{T_{wr} - T_0}{T_{ws} - T_0}\right)} = G_w c_w (T_{wr} - T_{ws}) \quad (3)$$

4) 室外空气循环温差:  $T_{os} - T_0$ , 该温差等于  $Q_{ac}/(G_0 c_p)$ , 其中  $G_0$  为室外侧空气质量流量。

这样, 驱动温差  $(T_r - T_0)$  的计算见式(4)。

$$T_r - T_0 = Q_{ac} \left( \frac{1}{G_r c_p} + \frac{\zeta_{B1}}{UA_B} + \frac{\zeta_{D1}}{UA_D} \right) = Q_{ac} \left( \frac{\zeta_{B2}}{UA_B} + \frac{\zeta_{D2}}{UA_D} + \frac{1}{G_0 c_p} \right) \quad (4)$$

式中  $\zeta_{B1}$  为使用一侧温差定义换热系数时对传热系数  $UA_B$  的修正系数,它由两侧流体的流量比决定,当  $G_r c_p = G_w c_w$  时为 1;同样,  $\zeta_{D1}$ ,  $\zeta_{B2}$ ,  $\zeta_{D2}$  为对另一个空气-水换热器和使用另一侧温差时对相应的传热系数的修正系数,该系数在换热两侧流体热容量相同时为 1,其他情况下均大于 1。

由此可见系统的驱动温差 ( $T_r - T_0$ ) 是被各热量输送环节所消耗,其消耗量又取决于各环节换热器换热能力和两侧热媒的循环流量。加大换热器换热能力  $UA$  并尽可能使两侧热媒热容量相等(可以称之为流量匹配),可以减少温差的消耗,但需要增加换热器初投资并增加装置体积;增加两侧空气循环量  $G_0$  和  $G_r$  也可以减少温差的消耗,但同时增加循环水的循环流量以维持流量匹配,避免换热器两侧流量差别太大导致  $\zeta$  的增加和由此造成换热温差的增大。但空气循环量和水循环量的增加又要引起风机和水泵能耗的增加。

当总的驱动温差 ( $T_r - T_0$ ) 不够大或者驱动温差传递方向与  $Q_{ac}$  要求传递方向相反,无法满足各个环节为了传输热量所消耗的温差时,就要在回路中增加热泵,如图 3 所示,由热泵把功转换为温差,

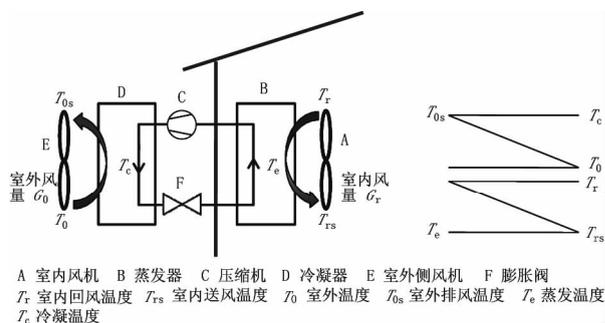


图 3 热泵系统形式及温差

增大总的驱动温差,从而克服各环节的温差消耗,实现所要求的热量输送。按照图 3,由于热泵的作用,此时循环水在室外侧的换热对象已不再是室外循环空气,而成为热泵蒸发器内的工质。换热对象的温度从  $T_0$  和  $T_{0s}$  变为蒸发温度  $T_e$ ;室外空气的换热对象也不再是循环水,而成为冷凝器内的工质,换热对象的温度从  $T_{rs}$  与  $T_r$  变为冷凝温度  $T_c$ 。热泵环节没有消耗温差,而是通过做功增加了温差 ( $T_c - T_e$ ),从而解决了驱动温度不够的问

题,实现了空调系统热量输送的任务。此时热泵投入的功  $W$  为

$$W = \frac{Q_{ac}}{COP} = \frac{Q_{ac}}{\eta_{hp} COP_{卡诺}} \quad (5)$$

$$COP_{卡诺} = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

式中  $\eta_{hp}$  为热泵的热力学效率,主要由热泵性能决定而基本不随热泵工作温度状态决定。这样,热泵投入的功与传输的热量  $Q_{ac}$  成正比,与提供的温差 ( $T_c - T_e$ ) 成正比。

由此可见,对空调系统来说,其任务是完成热量输送,当热汇与室温之间可提供的驱动温差足以实现这一热量输送任务时,问题是怎样调节这一系统使其较准确地实现热量的输送,而当免费的驱动温差不足以实现热量输送任务时,就要依靠热泵通过做功增加驱动温差。这时,怎样设计和运行空调供暖系统,尽可能使得每个环节在输送要求的热量时消耗最少的温差,从而减少对热泵增加温差的需求,成为空调系统节能所追求的主要目标。

关于热泵所提供温差的消耗,一种观点认为在夏季室内温度低,室外温度高,热泵主要是用来把热量从室内较低温度水平提升(搬运)到室外温度水平,进而排到室外环境中。然而,对于最常见的住宅分体空调器:典型的室内温度  $26^\circ\text{C}$ ,室外温度  $32^\circ\text{C}$  工况下,冷凝温度可在  $40^\circ\text{C}$ ,而蒸发温度为  $10^\circ\text{C}$ 。这时热泵提供的温差为  $30\text{ K}$ ,而室内外温差仅为  $6\text{ K}$ ,  $24\text{ K}$  温差或者是总温差的  $80\%$  都用来克服各个传输环节中的温差损失了!而对于典型的冷却塔+冷水机组+风机盘管的集中空调,由于冷却塔的喷水过程,实际的热汇温度相当于室外湿球温度,此时的典型运行数据为:室外湿球温度  $28^\circ\text{C}$ ,室内温度  $26^\circ\text{C}$ ,热泵的冷凝温度  $38^\circ\text{C}$ ,蒸发温度  $3^\circ\text{C}$ 。热泵提供的  $35\text{ K}$  温差中,只有  $2\text{ K}$ ,也就是  $6\%$  用于把热量从室内温度提升到室外湿球温度,而热泵做功产生温差的  $94\%$  都用来克服系统中各个环节的温差消耗了。合理地设计热量传输系统,尽可能减少各个环节消耗的温差,应该是降低空调系统能耗的最主要问题。在热量传输的各个环节中,这些温差到底都是怎样消耗的,温差的消耗与各个部件参数与运行参数有哪些关系,

怎样的系统形式可以最大可能地减少传输过程的环节,从而减少温差消耗,这些就成为研究中的重点分析对象和设计中的重点关注对象。通过温差消耗这样一个新的视角来观察、研究空调系统的问题,会给我们许多新的启示。

冬季供热的任务是向室内输送热量来补偿围护结构过量传热造成的热量散失。传统的热源方式是燃烧煤或天然气等矿物能源而产生热量。这时作为热源的温度在  $1\ 000\ ^\circ\text{C}$  以上,所加热的热媒体温度也可以在  $100\ ^\circ\text{C}$  以上,而室内需求的温度一般在  $20\ ^\circ\text{C}$ 。利用  $100\ ^\circ\text{C}$  以上的温差把热量从热源输送到建筑室内相对来说是很容易的事,或者说有足够的驱动温差供系统的各个环节来消耗,所以温差的消耗就不再成为任何值得考虑的问题。反之,由于从热源采集的热量直接与所消耗的矿物燃料成正比。所以人们主要关注热量,如何提高热源效率使同样的矿物燃料产生更多的热量,如何加强输送系统的保温以最大可能地减少输送过程中的热量损失,如何改善调节使得输送到室内的热量正好等于其围护结构的过量排热量。这些就形成了以热量为中心的研究、分析和设计思路。然而,燃烧矿物能源产生高温热量来满足建筑室内的常温热量需求,是“高温低用”的方式,将逐渐向直接从常温和低温中提取热量的方式转变(如空气源热泵等)。这时,空调供暖系统向室内供热的任务就成为从接近或者低于室温的常温、低温热源中采集热量,通过热泵做功提升温度后向室内输送的过程。热泵的性能系数随着冷凝温度与蒸发温度之差的增加而降低,这时减少温差的消耗又成为系统节能的最主要途径。以空气源热泵为例,当室外温度为  $0\ ^\circ\text{C}$ ,室温为  $20\ ^\circ\text{C}$  时,典型工况下热泵的蒸发温度为  $-10\ ^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $45\ ^\circ\text{C}$ 。此时热泵所提供的温差为  $55\ \text{K}$ , $36\%$  用于克服室内外温差,或者称为把室外温度下的低温热能提升到较高的室温状态,而温差的  $64\%$ (即  $35\ \text{K}$ ) 还是用来克服热量传输过程各个环节的温差消耗。而当采用温度为  $15\ ^\circ\text{C}$  的地下水作为热源时,蒸发温度为  $5\ ^\circ\text{C}$ ;室温为  $20\ ^\circ\text{C}$  时,冷凝温度为  $45\ ^\circ\text{C}$ ,这样热泵所提供的  $40\ \text{K}$  的温升只有  $5\ \text{K}$  也就是  $12.5\%$  用于克服热源与室温之间的温差,而  $35\ \text{K}$  即  $87.5\%$  用于克服各个热量传输环节的温差消耗。

由此,空调供暖系统节能的主要问题就成为在

满足热量传递需求的基础上,怎样减少各环节的温差消耗、减少热量传递过程中的环节,从而降低对热泵提供温升的需求,达到节能的目的。

#### 4 热源与热汇

自然界中热源和热汇有多种方式。由于不同热源和热汇的温度不同,如果能尽可能选择温度高者作为热源,温度低者作为热汇,就可以缩小热源、热汇温度与室温之间的差值,甚至使温差与希望的热量输送方向一致,从而也就降低了对热泵提供的温升的需求,降低了热泵的能耗。实质上各类热源和热汇并不都是恒温特性,其温度往往取决于其提供或接收的热量大小。除了通过锅炉燃烧来产生热量外,热源和热汇可能的其他选择还有:工业过程排热、太阳能、城市原生污水、浅层地下水、浅层地下土壤、地表水、室外空气、夜间天空背景辐射等等。

1) 工业过程排热:在石油化工、建材、钢铁、有色金属等工业产品的生产过程中,消耗的大部分能源以低温热量的形式释放出来并排放掉,其中很大比例是通过冷却塔冷却排出。这些热量释放时的温度水平在  $30\sim 150\ ^\circ\text{C}$  之间(更高温度水平的余热往往用于余热发电)。优化热量采集方式,尽可能避免不同温度介质的掺混,就有可能使采集到的热量维持较高的温度水平,可实现直接向建筑物的供热。

2) 太阳能:太阳能集热器接收太阳辐射,将其转换为温度  $T_s$  的热量。温度  $T_s$  越高,提供给系统的驱动温差越大,但同时向周边环境散热造成的热损失就越大。优化太阳能集热器热量的输出温度,避免采用热泵,同时又尽可能减少太阳能集热器的散热损失,输出最多的热量,这是使用太阳能集热器向室内供暖的关键。

3) 城市原生污水:城市下水道系统中未被处理的原生污水具有冬暖夏凉的特点,在我国北方其冬季温度范围为  $15\sim 20\ ^\circ\text{C}$ ,高于地下水温度;夏季温度范围为  $20\sim 25\ ^\circ\text{C}$ ,低于冷却塔可以提供的温度。当解决了原生污水的污浊物处理问题,能够安全可靠长期地实现与原生污水的换热时,可以将其用作空调系统夏季的热汇和供暖系统冬季的热源,通过热泵补充驱动温差,实现接收热量和提供热量的任务。

4) 浅层地下水:由于其冬季可用的温度高于

室外空气温度,夏季可用的温度低于室外空气温度甚至低于室外空气的湿球温度,所以以地下水作为空调供暖的热汇和热源时,相比室外空气,无论是夏季作为热汇还是冬季作为热源,都有可能提供更大的驱动温差,从而降低热泵升温的需求。

5) 浅层地下土壤换热:这实质上是一个埋管换热器,实现盘管中的循环水与地下土壤的换热。对于目前广泛使用的大面积垂直埋管的 U 形管,如果无地下水渗流,U 形管及周边的土壤可以近似为周边绝热的长柱状蓄热体。忽略柱状蓄热体顶部与地面和底部与地层深处的换热,则可以将其近似为季节蓄能型换热器,依靠土壤蓄热的作用,实现冬季和夏季之间的热量传递。冬季进出 U 形管的平均水温即为夏季与管内循环水换热的另一侧冷源的温度,而夏季进出 U 形管的平均水温则是冬季与管内循环水换热的另一侧热源的温度。U 形管长度、间距、土壤热物性等决定这个季节蓄能式换热器的换热系数。

6) 地表水、海水:也可以作为系统的热源、热汇,替代室外空气。不同季节的地表水、海水温度受河流或洋流状况的影响很大,必须通过大量的水文资料和现场测试确定。在某些情况下地表水不一定优于室外空气。例如夏季的湖水温度很可能高于当时空气的湿球温度,这时采用湖水作为热汇可能还不如通过冷却塔蒸发,向室外空气中排热。

7) 室外空气:这是最易于获得的热源和热汇,除了在作为热源时当室外温度处于  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右时要处理好换热装置的结霜问题外,在可应用性上几乎没有其他问题。只是在大多数情况下所能提供的驱动温差小,需要热泵提供更大的温差。需要注意的是未饱和的空气加入水后水分会蒸发吸热,使温度降低,这就是蒸发冷却作用。采用直接蒸发冷却方式,使被冷却的水直接接触空气并蒸发,其可以实现冷却的极限温度是空气的湿球温度;而采用间接蒸发冷却时,冷却的极限温度是空气的露点温度<sup>[14]</sup>。

8) 夜间天空背景辐射:在晴朗天气的夜间,天空背景辐射的等效温度可以比当时的室外空气温度低  $10\text{ K}$  以上,因此在某些情况下也可以作为主动通道的热汇。这种辐射装置单位面积的换热能力不大,因此当热量较大而换热面积不足时,尽管天空背景辐射温度很低,但换热温差大,换热器另

一侧温度还会很高。换言之,也可以认为这一装置本身有可能消耗很大的温差。

综上所述:1) 存在很多可以作为空调供暖系统的热源或热汇的选择,通过全面选择,因地制宜,有可能产生新的系统形式,降低系统能耗;2) 各种热源、热汇的温度与热量之间有不同的关系,与空调供暖系统的需求结合起来往往成为优化问题,存在最合理的系统结构形式和运行参数;3) 对各类热源和热汇来说,其性能需要由取热或接收热量时的温度和提供或接收的热量综合描述,不能简单地仅考察热量的大小。如果有可以把热量和温度综合考虑的参数,则可能对热源和热汇的性能有更恰当的描述。

## 5 换热器传热、热媒循环输热和末端的热量采集

通过进一步讨论决定空调供暖系统各环节所消耗温差的各因素,从而得到减少各环节温差消耗的可能途径。以夏季向室外空气排除室内多余热量的过程,也就是图 2 所示过程为例,仅讨论排除显热的过程。

热量是从高于室内空气温度的表面直接或间接传递给室内空气。表 1 列出一些室内热源的排热温度,可见,其中一些温度甚至高于作为热汇的室外温度,应该很容易排除。但是当通过一些直接或间接的过程把热量传递给室内空气时,这些热量所处的温度水平就大大降低了,从而就需要热泵来提供更大的驱动温差,以实现通过空调系统从室内传输到热汇的任务。因此热量从各个热源表面传递到温度较低的室内空气的过程降低了这些热能的温度水平,从而降低了输送这些热量的驱动温差。通过不同的末端方式,直接从热源表面采集热量,例如采用辐射等方式,就可以减少这些热能温度品位的损失,保持其较高的传递能力。因此减少温差消耗,从而减少对热泵补充温差的需求,需要改进和优化末端采集方式,通过一些从热源处直接采集热量的方式可以大幅度减少采集过程中温度品位的损失,从而减少对热泵的依赖或降低热泵能耗。

表 1 室内热源温度水平

典型热源种类	热源温度水平			
	高于 $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$	约 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$	约 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$30\sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
透过窗的太阳直射辐射	灯具的对流和长	设备表面的	对流和长	外窗内表面
透过窗的太阳散射辐射	波辐射、设备核	心的对流	波辐射	外墙内表面
室内照明灯具短波辐射				人体表面

当直接采用图 2 系统形式时,室内侧通风量不

同,送回风温差也不同。这一送回风温差直接对应于驱动温差的消耗。增大风量可以减小送回风温差,降低驱动温差的消耗,但将导致风机电耗的增加,从而也同时增加了系统的运行能耗。如果认为风机电耗与风量成正比,则风机电耗与送回风温差的倒数成正比。反之,送回风温差的增加则直接导致热泵电耗线性地增加。这样就存在协调风量加大与温差减小的关系,平衡风机电耗和热泵电耗间关系的优化工况。

室内侧的空气-水换热器 B 也消耗了驱动温差。当两侧的循环风和循环水的热容量  $Gc_p$  相等时,逆流换热时沿程各处空气与水的换热温差相等,此时增加换热器 B 的换热能力  $UA_B$ ,就可以减少对驱动温差的消耗,但会增加初投资。然而当两侧循环流体的  $Gc_p$  不等时,换热器空气与水换热温差在沿程各处并不相同,由于换热两侧流体热容量不匹配会导致额外增加对驱动温差的消耗。这相当于式(4)中的修正系数  $\zeta$ ,当两侧循环流量  $Gc_p$  不同时, $\zeta$  大于 1,等效于换热器换热能力减小为原有  $UA$  的  $1/\zeta$ 。因此尽可能使换热器两侧流量匹配,是降低各环节驱动温差的重要手段。

由于空调供暖系统中不止一个换热器,当希望加大换热器换热能力以减少温差的消耗时,应该增加哪个换热器的换热面积呢? 希望有限的换热器面积的投入获得最大的降低温差消耗的效果,就存在各换热器之间换热能力均匀分配的问题。当各个换热器的换热量都相等时,可以按照各个换热器温差相等来分配换热面积。但是根据流程的需要,当各个换热器的换热量不同,系统中存在换热器的并联、串联回路时,什么叫均匀地分配换热器面积呢? 笔者应用新的热学参数焓<sup>[15-16]</sup>来分析这一类问题。焓是物质或系统所具有的热量传递的能力。经过一个换热器的换热,系统的焓损失为

$$\Delta J = \int_0^q \Delta T dq \quad (6)$$

式中  $\Delta T$  为换热器两侧的温差; $q$  为换热器的换热量。

当换热器两侧温差分布不均匀时,每一小部分热量都可能是在不同的温差作用下传递过去的,所以整个的焓损失就是对每个小部分传递的热量与温差乘积的积分。焓损失是指传热过程导致的耗散损失,它导致传热能力的降低。

经过换热器之后,热量品位降低了,这就是焓的损失。系统在驱动温差  $\Delta T$  的作用下传递热量  $Q$ ,过程中损失的焓就是  $Q\Delta T$ 。减少温差的消耗,更确切地说应该是减少过程中焓的消耗。而通过热泵补充系统的驱动温差,更确切地讲,应该是通过热泵把功转换为焓,增加了系统的热量传递的能力。在某种程度上,可以把热泵与换热器作为功能互补的一对单元:换热器使热量从较高温度传递到较低温度,消耗了一部分焓;热泵通过做功使热量从较低温度提升到较高温度,向系统中补充了焓。除了换热器之外,两种温度分别为  $T_1, T_2$ , 流量分别为  $G_1, G_2$  的流体混合,混合后尽管没有热量的损失,但也导致热量品位的降低,或称为由于混合过程中的耗散,导致焓损失,其值为  $\Delta J = (T_1 - T_2)^2 G_1 G_2 / (G_1 + G_2)$ 。利用混合损失的概念,就可以得到室内不同热量采集方式造成的焓损失。当所有热量都先传递到温度为  $T_r$  的室内空气时,整个采集过程造成的焓损失为  $\Delta J = \sum_i (T_{si} - T_r) Q_i$ ,其中  $T_{si}$  为室内各热源的温度水平。这样也可能通过计算不同的热量采集方式造成焓损失的差别,定量分析评价各种末端热量采集方式。

由此得到,主动排除热量的过程可以使用焓这一热学参数分析。当确定了热汇温度  $T_0$  和室温  $T_r$  后,要输送热量  $Q$ ,则系统已具备的焓为  $Q \cdot (T_r - T_0)$ 。空调供暖系统的各个环节在传递热量时都会由于耗散造成焓损失。如果其焓损失之和小于或等于系统已具备的焓  $Q(T_r - T_0)$ ,则传输热量的过程可自行进行,多余的焓可以通过改变系统参数(例如减小循环流量)来消耗掉。当系统在输送热量  $Q$  时所消耗的焓大于  $Q(T_r - T_0)$  时,或者本来就是  $T_r$  小于  $T_0$ 、焓为负值时,就必须通过热泵做功提供不足部分的焓,从而满足热量输送的要求。恰当地增大系统中循环风量、水量,可以减少输送过程的焓损失,但却增加了风机、水泵电耗;增大换热器换热面积,也可以减少传热过程的焓损失,但增加了初投资;而传输过程焓损失的增大又要增加热泵投入的功,从而增加运行能耗。空调供暖系统就是要在满足输送热量  $Q$  的基础上,通过协调循环风量及水量、换热器换热面积、热泵投入的功三者之间的平衡,协调各个环节之间的换热器换热能力、循环风量与水量的平衡,实现最小

的能耗和最少的初投资投入。

## 6 湿焓、热焓的相互转换

本文至此还很少涉及空气的湿度问题。实际上为维持室内要求的湿度状态,同样也需要持续地排除室内各种湿源产生的水蒸气。这就需要采用较干燥的空气送入室内进行换气,通过送回风间的湿度差实现室内水蒸气的排除。当室外空气较干燥时,可以以其作为“湿度汇”,直接通过与室内通风换气排除水分。当室外空气过于干燥,最少的室内外通风换气量还造成过量排湿时,就要向空气中加湿,以补充过量排湿量。当室外空气湿度也很高,不能直接作为湿度汇时,就需要对空气进行除湿。一种除湿方式是把空气冷却到露点以下,凝结出水以实现除湿的目的。另一种则是通过吸湿材料(固体或液体)直接吸收空气中的水分,使其干燥。但吸收了水分的吸湿材料需要加热再生排除所吸收的水分,从而再循环工作。这样无论哪种除湿方式,因为最终水分都将以水蒸气的形式排放到室外空气中,因此实质上都不需要投入热量或冷量来实现除湿,但需要消耗焓。可以把空气中湿度传递能力定义为一种湿度焓,与此对应,前面谈到的焓就是显热焓,则这两种除湿过程都可以理解为一部分显热焓转换为湿度焓的过程,即消耗了显热焓导致湿度焓的增加<sup>[17]</sup>。同样,在另外一些场合,还可以实现湿度焓转换为显热焓,其典型案例就是蒸发冷却。干燥空气具有较大的通过传湿接收水分的能力,因此具有较大的湿焓。通过蒸发冷却使其湿焓降低,实现了冷却降温,但却增加了系统的显热焓。

这样,涉及了两种转换关系:热泵投入功增加了系统的显热焓,也就是可以实现功到显热焓的转换;伴随湿空气和水的蒸发与冷凝过程的是显热焓与湿焓之间的转换。这两种转换过程也成为室内热湿环境营造系统中发生的主要现象,也是我们研究供暖空调系统时应重点考查的内容。

## 7 结语

到此,初步勾画了室内热湿环境营造系统热学分析理论的框架。面对的是大家熟知的供暖空调系统,运用的是基本的物理知识,为什么非要重新勾画,提出一些“焓”、“驱动温差”等新参数、新名词,这到底有什么意义?是否有哗众取宠之嫌?平心而论,这样做的目的,真不是为了标新立异,更不

是说目前的理论有什么错误和不妥,只是从一个新的视角去观察和分析室内热湿环境营造系统,试图从中得到新的认识,使一些比较含混的概念得到更清晰的阐述,从而更清楚建筑和系统的各个环节与能源消耗的关系,找到降低热湿环境营造系统能耗的关键,探索新的节能途径。

一个系统能够存在,得以运行,必须符合各方面的自然规律。仅从热学来看,至少需要从三个方面来进行考查:

1) 满足热量平衡要求。这就是从热力学第一定律出发,使系统的热源提供足够的热量满足系统的需求,通过改善对各部件的保温以减少各环节的热损失,从而减少需求的热量。这时标志性的热学参数是焓。考察系统焓的变化就可以找到热量损失的环节,提高系统热效率。

2) 满足熵增原理。这就是从热力学第二定律出发,为了满足不同类型的能源转换过程中得到最大的转换效率,就要在各个环节尽可能减少能源品位的降低。这里的能源转换包括热-功转换、热-湿转换等。这时标志性的热学参数是熵,或者焓,在各个环节中减少焓损失,有益于提高系统的能源利用效率。

3) 减少热量和湿度传递过程中的耗散损失,以维持其热量、水蒸气传输能力。因为室内热湿环境营造系统的主要任务是热量输送,因此尽可能维持较高的热量传输能力,减少耗散损失,对提高室内热湿环境营造系统的效率,降低最终的能源消耗,就有很大作用。这时,标志性的热学参数是焓。焓清晰地给出整个过程热量输送能力的变化和各个环节由于耗散造成输送能力的降低。

不同形式的系统,不同的问题,主要矛盾不同,面对的问题也不同,这时需要着重关注的物理过程也不一样,所考虑的热学参数也就不一样。例如以矿物燃料通过锅炉燃烧放出热量作为热源,这时主要的问题是节省热量从而节省矿物燃料,因此主要关注于减少各环节的热量散失,焓就成为主要关注的热学参数;而通过热泵进行热功转换时,焓分析表明温度越高,功到热的转换效率就越高,此时,就要使用熵或焓分析。而建筑热湿环境营造的大部分环节涉及热量输送、湿度输送,此时主要驱动力是温差、湿度差,不同温度下同样的温差所起的作用相同,因此此时焓分析就可以恰如其分地解决问

题。因此,焓、熵、焓三个参数缺一不可,各为审视一个现象或过程的不同角度。

本文仅是非常粗糙地勾画了一下对室内热湿环境营造系统热学分析理论框架的概要,很多问题只是简单点到,未能作深入分析讨论。实际上还有许多问题我们目前也还没完全认识清楚,还在学习和探索中。随着学习和研究的深入,我们强烈感觉到确实有必要建立起一套这样的分析体系,即使它不能告诉我们更多的物理现象,但至少可以帮助我们理清思路,看准问题,从而有益于对系统的认识,尤其是有益于当前的建筑节能工作。建筑节能可能将成为今后的常态任务,那么这个理论分析体系就应该不断完善、发展和更广泛地应用起来,解决更多的应用问题,同时也在应用中得到进一步的发展。

#### 参考文献:

- [1] 美国国家工程院. 20 世纪最伟大的工程技术成就 [M]. 常平, 白玉良, 译. 广州: 暨南大学出版社, 2002
- [2] William J W, Richard A G, Edward F O P. Evaluation of available available energy for HVAC [G]//ASHRAE Trans, 1979, 85(1): 214-230
- [3] 朱明善. 能量系统的焓分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988
- [4] Cammarata G, Fichera A, Mammino L, et al. Exergonomic optimization of an air-conditioning system [J]. Journal of Energy Resources Technology, 1997, 119: 62-69
- [5] 任承钦. 蒸发冷却焓分析及板式换热器的设计与模拟研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2001
- [6] Shukuya M. Exergy concept and its application to the built environment [J]. Building and Environment, 2009, 44(7): 1545-1550
- [7] Gool W V. Thermodynamic of chemical references for exergy analysis [J]. Energy Conservation and Management, 1998, 39(16/17/18): 1719-1728
- [8] International Energy Agency. Energy Conservation in Buildings and Community Systems (ECBCS). Annex 37, Low exergy systems for heating and cooling of buildings; Annex 49, Low exergy systems for high-performance buildings and communities [OL]. <http://www.annex49.com>
- [9] Bean R, Olesen B W, Kim K W. History of radiant heating & cooling systems [J]. ASHRAE J, 2010, 52(2): 50-55
- [10] Shukuya M, Hammache A. Introduction to the concept of exergy—For a better understanding of low-temperature-heating and high-temperature-cooling systems [R]. VTT Tiedotteita—Research notes 2158, 2002
- [11] 井上市市, 木内俊明, 李春夫, 他. 空調時の室内気流の混合特性に関する研究[C]//建築学会大会講演論文集. 東京, 1977
- [12] Nakahara N. Prediction of mixing energy loss in a simultaneous heated and cooled room: 2-Simulation analyses on seasonal loss [G]//ASHRAE Trans, 1993, 99(1): 115-128
- [13] 曾剑龙. 性能可调节围护结构研究[D]. 北京: 清华大学, 2006
- [14] 谢晓云, 江亿, 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
- [15] 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 焓——描述物体传递热量能力的物理量[J]. 自然科学进展, 2006, 16(10): 1288-1295
- [16] 李志信, 过增元. 对流传热优化的场协同理论[M]. 北京: 科学出版社, 2010
- [17] 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
- [18] 李斌. 热渗共同作用下的地下埋管换热器实验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006
- [19] 崔俊奎, 赵军, 李新国, 等. 跨季节蓄热地源热泵地下蓄热特性的理论研究[J]. 太阳能学报, 2008, 29(8): 920-926
- [20] 范蕊, 马最良. 热渗耦合作用下地下埋管换热器的传热分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(2): 6-10
- [21] Gu Yian, O'Neal D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tube used in ground-coupled heat pumps[G]//ASHARE Trans, 1998, 104(2): 347-355
- [22] 孔祥言. 高等渗流力学[M]. 合肥: 中国科技大学出版社, 1999
- [23] Chiasson A D. Advances in modeling of ground-source heat pump systems[D]. Oklahoma: Oklahoma State University, 1999
- [24] 刁乃仁, 方肇洪. 地理管地源热泵技术[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006
- [25] 王金香. 多孔介质土壤热渗耦合模型及埋管周围土壤温度场的数值模拟研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2006

(上接第 147 页)