

文章编号: 0253-4339(2012)05-0060-06
doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.05.060

空气源热泵承压热水供应与全新风空调联供系统研究

何文峰¹ 卓献荣¹ 黄伟毅²

(1仲恺农业工程学院热能与动力工程系 广州 510225; 2广东澳信热泵空调有限公司 佛山 528000)

摘要 针对华南地区某连锁酒店客房热水供应及该酒店商场空调需求, 提出了空气源热泵承压热水供应与全新风空调联供系统方案, 介绍了系统具体构成及关键部件的匹配设计计算方法, 利用蓄热水罐、蓄冷风柜等蓄能装置和以PLC为核心的数据采集及控制手段, 探讨了冷热需求不同步、冷热负荷不均衡的冷热联供固有局限问题的一种解决方案, 并对实施的工程系统进行了全年性现场运行性能测试和分析调试。结果表明: 该系统在可靠地满足该酒店热水供应的同时, 又满足了该酒店商场夏季全新风降温空调的需求, 该系统年平均综合能效比大于4.7, 为空气源热泵冷热联供提供了一种工程实例。

关键词 市政工程; 空气源热泵; 冷热联供系统; 承压热水供应; 全新风空调; 综合能效比

中图分类号: TU831.7; TQ051.5

文献标识码: A

Investigation of Combined System between Air Source Heat Pump System for Direct Hot Water Supply and Full Fresh Air Conditioning

He Wenfeng¹ Zhuo Xianrong¹ Huang Weiyi²

(1.The Thermal Energy and Power Engineering Department, Zhongkai University of Agriculture and Engineering, Guangzhou, 510225, China; 2.Guangdong ASEAIR Heat Pump and Air Conditioning Co.,Ltd., Foshan, 528000, China)

Abstract In order to provide hot water supply for room and full fresh air conditioning for supermarket in a hotel efficiently, combined system between air source heat pump for direct hot water supply and full fresh air conditioning system was designed and implemented, and its matching algorithm was introduced. After using energy storage equipments as hot water storage tanks and cold storage air-conditioner cabinet, and applying PLC system for data acquisition and heat pump heating time control, a solution to the unbalanced load between heating and cooling was proposed. The running state and operating performance in a full year was tested. The results indicated that the system not only satisfied the requirement of hot water supply for room, but also realized the purpose of full fresh air conditioning for supermarket in the hotel. The average synthesis energy efficiency ratio in a year is over 4.7. The practice provided an example of air source heat pump system for combined heating and cooling supply.

Keywords Municipal engineering; Air source heat pump; Combined heating and cooling; Direct hot water supply; Full fresh air conditioning; Synthesis energy efficiency ratio

符合安全、健康及舒适要求的生活用热水全天候供应服务是商务酒店必备的一种服务, 多年来, 这种生活用热水多数由锅炉热水供应系统提供。无论那种锅炉热水供应系统, 不可避免存在污染环境、潜在的非安全因素以及能源利用率相对较低等缺陷。针对这种状况, 近年来, 具有安全、高效和低碳环保等突出优点的热泵热水供应系统已得到人们的特别青睐, 在热带、亚热带地区呈现快速替代锅炉热水供应系统的趋势^[1-2]。

目前在华南地区考虑酒店热水供应系统时, 空气源热泵热水供应系统以其突出优点而被首选。常规的方式通常是在建筑物的屋顶安装空气源热

泵机组及蓄热水箱, 这种方式虽然简单、可靠, 但是它存在三方面的问题: 1) 它对建筑物屋顶增加了额外热水承重问题, 对于高层建筑这种额外的承重是非常不利的, 对现成酒店锅炉热水的替代改造也不适宜; 2) 冷热水末端易出现较大压力差现象, 使得水温调节不够灵敏及稳定, 热水使用质量较难保证; 3) 放置在屋顶的空气源热泵机组中的较大的冷风不能有效利用, 白白浪费了冷能。

针对上述问题, 根据华南地区某连锁酒店客房热水供应及该酒店商场全新风空调改造需求, 设计并实施了空气源热泵承压热水供应替代燃油锅炉热水供应系统的改造, 总结技术实施经验, 为制冷

空调系统的节能优化技术提供参考。

1 方案设计

作为重新装修改造的项目，该酒店位于珠三角某旅游城市的开发区，酒店外观立面为十六层建筑，其中，地下一层主要作为车库，地面层主要作为酒店大堂及商场，二到十六层为酒店客房，共有标准客房308间，大堂及客房的全年性空调由多联机系统担负。

图1所示为空气源热泵热水供应与冷风利用方案布局，图2所示为空气源承压热泵热水供应系统方案。

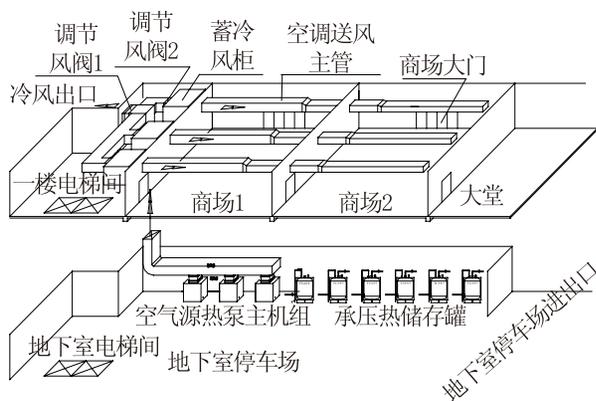


图1 空气源热泵热水供应与冷风利用布局

Fig.1 The layout of air source heat pump system for hot water supply and cold air using

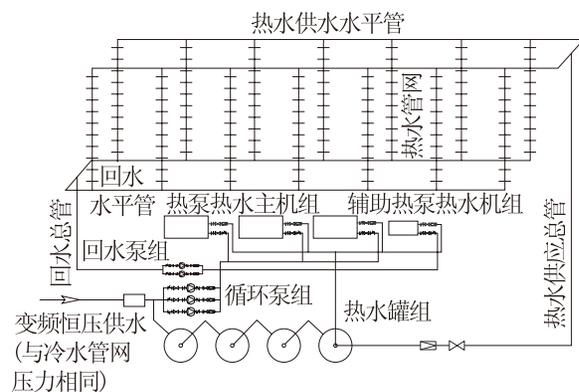


图2 空气源热泵承压热水供应系统方案

Fig.2 The plan of air source heat pump for hot water hermetical sealed supply system

方案设计时主要考虑了如下几个方面：

1) 从冷热联供的角度来实现投资的最小化、节能环保、节省运行成本和保证系统可靠性。为此，首先考虑采用空气源热泵热水供应系统替代原燃油锅炉热水系统为酒店客房全天候自动运行方式提供24小时服务的生活热水，同时，合理利用了该空气源热泵的冷风作为酒店附属商场夏季空调的冷

源，达到缩减该区域空调设备的投资。

2) 从酒店客观条件出发对设备进行合理布局。由于原建筑天面不能增加额外的承重，而且酒店方要求热泵热水供应系统设备只能放置在地下停车场，并要求最好能利用在地下室的原燃油锅炉热水供应房，水泵等组合设备尽可能靠近水泵房。

3) 结合华南地区气候条件，充分考虑功能可靠性问题以及热水供应质量问题。首先考虑冷热水压力平衡问题与原自来水供应管网配合，把原“只送不回”方式的热水管网分成四组，采用“上送下回”方式，进行布局的重新改造，并强化热水管网所有管道的保温，并专设循环加热式空气源热泵对回水进行辅助加热，这样，一方面保证冷热水压力的基本平衡，以方便使用者自我调节水温，同时保证每一客房即时有温度稳定的热水使用，从而最大限度内避免酒店客人洗澡时要等待较长时间才有热水、或洗澡过程中热水“忽冷忽热”的现象。另一方面，减少热水管道的热量损失，以达到进一步节能和保证热水温度相对稳定的目的。

4) 空气源热泵机组蒸发器“散冷”风机采用外转子驱动的离心风机，抽吸地下室停车场进口空气，串接蓄冷风柜，由季节性调节风阀1、2切换，来调控商场降温空调的舒适性。

5) 系统采用PLC和现场触摸屏为核心部件的组态测控及人机对话方式全自动运行。

2 系统匹配设计

2.1 热泵主机、储水循环泵及管路匹配



图3 热泵机组及热水储存罐实地安装照片

Fig.3 Field installation photo of heat pump units and hot water storage tanks

热泵主机、储水循环泵及管路匹配主要包括热泵主机实际制热能力、循环水泵参数、管路管件参数、热水储水量等参数的确定。

图3所示为热泵机组及热水储存罐实地安装照片。

热泵主机实际制热水能力是指在项目所在地环境条件下每小时可产生目标温度的热水量。显然，除了它与主机组本身制冷系统及调控系统密切相关之外，它还与项目所在地的季节性气候参数及市政给水平均温度密切相关，机组的实际制热水能力会随着环境气候参数及市政水温的变化而有很大的不同，在满足热水用量一定的情况下，这种不同主要体现在热泵开机时间的不同。

当采用冷凝压力自动调节制热水流量的即热式空气源热泵热水机组为主机时，可按冬季气候参数及市政给水平均温度来估算要求每一台空气源热泵热水机组的实际制热水能力即：

$$Q_k = \frac{N \cdot t \cdot g}{1000 \cdot n \cdot \Delta h} \quad (1)$$

结合上述项目方案，式(1)中，标准客房数 $N=308$ ，实际使用热水的时间 $t=10\text{min}$ ，每标准客房单位时间用热水量 $g=8\text{L/min}$ ，热泵机组台数 $n=3$ ，热泵主机每天实际运行时间之和 $\Delta h=8\text{h}$ ，可得项目每一台热泵主机组制取 55°C 热水的实际制热水能力 $Q_k \approx 1\text{m}^3/\text{h}$ ，在华南地区冷热水温差按 40°C 折算的制热能力约为 46kW ，若主机的制热综合能效比为 3.2 ，则主机组输入功率约为 15kW 。

由于上述环境参数的选取为较恶劣情况，回流热水又有辅助加热空气源热泵机组负责，三台主机运行时间还可适当延长等因素，因而项目主机选用了相当于 15 匹的全封闭热泵用制冷压缩机，压缩机功率大小的选定为系统热泵主机的设计、制造提供了关键参数。

由于主机采用了即热式空气源热泵，热水供应配套采用了多个串联储热水罐的全密闭承压供应方式，因而需要对用热水量不同情况下热水供应系统的水压力分布及流动损失需要进行分析，便于作出设备及管路的匹配决策及耐压要求。热泵承压热水供应系统简化及压力分布示意图见图4。

从图4中可知，循环水泵抽吸的冷水是由变频恒压供应的冷水或末端储水箱出口冷水或两种冷水的混合冷水所提供，循环水泵的扬程主要用于克服主机换热器、热水储水罐以及连接管道、阀件等的局部和沿程阻力损失，不专门负责克服热水供应管网的压力损失，但主机工作时对供水主管起点压力 p_s 有增大的作用，为了减少对供水管网压力的波动，循环水泵工作点范围的扬程选择余量不宜过大。为适应不同环境条件引起的不同进水温度的恒热交换，即热型空气热泵主机组内设置有冷凝压力流量自动调节阀，因而水泵工作点附近的流量与阻

力变化曲线应该与冷凝压力流量自动调节阀调节特性相匹配。综合上述因素考虑以及多次工程经验，系统循环水泵采用一用一备的方式，每台水泵的额定参数中流量为 $6\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程为 25m 。

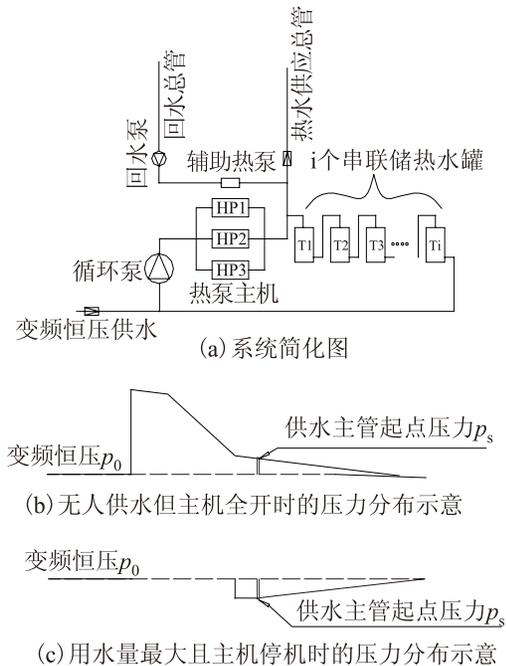


图4 承压热水供应系统简化及压力分布示意

Fig.4 System simplified and water pressure distribution rule on hot water hermetical sealed supply system

从图4(a)中可知，供水主管起点→储水罐→变频恒压供水之间的管路具有两种作用，即：制热水时起着把热水向储水罐从 T_1 到 T_i 逐次压送热水的作用，在主要向供水干管供热水时也起着把热水从 T_i 到 T_1 逐次压送热水进供水干管的作用，由于热水储水过程的流量相对于系统最大热水需求流量小许多，因此这段管路的管径大小应当依据系统最大热水需求流量来确定，否则易引起热水供应困难的问题出现。系统热水储水过程的流量在 $3\sim 6\text{m}^3/\text{h}$ 之间。系统最大热水需求流量 Q_z 即：

$$Q_z = \frac{N \cdot g \cdot 60 \cdot \eta}{1000} \quad (2)$$

式(2)中，系统客房同时使用热水概率 $\eta=50\%$ ，则系统 $Q_z=74\text{m}^3/\text{h}$ ，按经济定流速 $v=2.6\text{m/s}$ 估算，其适宜管径约为 100mm 。

由于系统最大热水需求流量 Q_z 较大，因而热泵热水系统都需要设置热水储水罐，其储水量最小值 G_z 可按式(3)估算。

$$G_z = (Q_z - n \cdot Q_k) \cdot t \quad (3)$$

系统 $G_z \approx 12\text{m}^3$ ，考虑到冷热联供的需要，热泵制热水时段不是集中用水时段，在储热水罐不受

空间限制的情况下，储热水罐的实际总容量可按热水需求日总量来确定，即系统热水罐实际总容量为 $G_T \approx 24\text{m}^3$ ，考虑到地下室层高较矮的因素，采用10个有效容积约 2.4m^3 、额定承压为 0.8MPa 的不锈钢内胆热水储水罐。

2.2 回水系统辅助再热量与设备的匹配

虽然热水供应管网均采取了良好的保温措施，但是，管网的热量损失是不可避免的，回水系统的设置正是弥补这种热量损失。它通过一定流量热水的回流，使得供回水干管内始终有温度相对稳定的热水，从而最大限度内做到“即用即有”、温度稳定的热水。

为了平衡这种热量损失和避免热泵主机组的频繁开停机，系统采用辅助热泵来再热回流水，以弥补这种热量损失，其再热量 q_z 及回水流量 g_z 主要依据供回水干管总表面的热损失与供回水温差大小来估算，即：

$$q_z = k \cdot \sum f \cdot \Delta t_m = g_z \cdot c_p \cdot \Delta t_z \quad (4)$$

其中： $k \approx \lambda/\delta$ ，为传热系数， $\sum f$ 为热水供应干管与回水干管的保温管外表面积总和， $\Delta t_m \approx (t_m - t_0)$ 为热损计算温差。当保温材料导热系数 $\lambda \approx 0.03\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 、厚度 $\delta \approx 0.5\text{m}$ 时， $k \approx 0.6\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，热水比热容取 $c_p \approx 4.176\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ，系统管内热水平均温度取 $t_m \approx 5.25^\circ\text{C}$ ，管外空气最低温度取 $t_0 \approx 10^\circ\text{C}$ 时，则 $\Delta t_m \approx 42.5^\circ\text{C}$ ， $\sum f \approx 230\text{m}^2$ ，则再热量 $q_z \approx 5.8\text{kW}$ 。又当供回水温差取 $\Delta t_z \approx 5^\circ\text{C}$ ，则回水流量 $g_z \approx 1\text{m}^3/\text{h}$ 。

根据估算的 q_z ，则可选择压缩机功率为1.5匹的循环加热式空气源热泵作为辅助再热装置，其对应配套的回水循环泵流量参数也有选择依据。

2.3 冷热联供匹配

热水使用高峰经常发生在晚上，而酒店大堂、商场的客流高峰通常发生在白天，按使用高峰来说其冷热需求是不同步的，冷热负荷不平衡也是显而易见的。

考虑到热水供应系统采用了保温良好的承压热水储存罐和采用即热式热泵，在忽略漏热损失的情况下，热泵制热连续开机与间断开机所制造的热量质量基本相同，制造热量只与实际开机时间成正比关系，这样制热水的时间可与到酒店商场降温和通风实际需求结合起来，在为酒店客房提供热水的基础上，把冷风合理地利用起来，以冷热联供的方式从而实现节能的目的。

实施冷热联供系统设计时，需要考虑冷热需求不同步和冷热负荷不平衡的问题。

下面提出两方面措施以解决这个问题：

1) 总是以开机30min停机10min方式在控制上设定上午8点作为热泵制热水、蓄热水开始时刻，结束时刻由热水温度而定，即目标储存罐内热水达到设定温度时停止。系统使用地区没实行峰谷电价，这种时间与温度配合的制热水的控制方式，在运行费用上不会有额外的损失，而且在这个时段环境温度、水温均较高，一方面有利于提高热泵制热水的实际能效比，另一方面，又从时段上解决了冷热需求不同步的问题，使得空气源热泵在制热水、储热水的同时产生的冷风可以全新风降温的方式直接输送到商场，从而达到冷热联供的基本目标。

2) 尽管上述措施从大时段上解决了冷热需求不同步的问题，但因环境温度不同，热水主机组总运行的时间长短也不同，商场空调冷负荷变化与气温反向变化，因而小时段冷热负荷不平衡、不同步的问题会依然存在，为此提出蓄冷风柜的设置(见图4蓄冷风柜结构示意图)。当热泵在制制的大时段运行时，蓄冷风柜中的蓄冷板会被冷风先冷却，在完成小时段蓄冷任务的同时也担负着冷风输送，而热水主机组停机时蓄冷风柜担负释冷任务的同时又负责输送冷风，蓄冷柜内的蓄冷板只是在小时段内进行蓄冷及散冷。

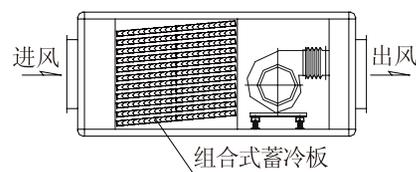


图5 蓄冷风柜

Fig.5 Cold storage air-conditioner cabinet

上述两种措施从方法上基本解决了冷热需求不同步、冷热负荷不平衡问题，但其实际工程设计上还要考虑系统冷热联供的匹配问题。制热水是系统核心任务，制热在时段上已迁就了制冷的需求，制冷在能力上就只好迁就制热的需求，因而其匹配任务主要就是冷风系统及蓄冷风柜的匹配设计。

冷风系统匹配设计中，关键要合理估算冷风状态参数及流量。由于冷风是地下室空气流经热泵机组蒸发器一次降温、除湿后产生的，当蒸发器进口空气(地下室空气)参数为干球温度 35°C 、相对湿度 60% ，对应空气比焓 $h_i = 91.03\text{kJ}/\text{kg}$ 冷风出口干球温度为 17°C ，相对湿度 100% ，对应冷风比焓 $h_o = 48.23\text{kJ}/\text{kg}$ ，主机组总制冷量取 $Q_o = 90\text{kW}$ ，则可得

每台冷风体积流量为 $G_1 = \frac{Q_0 \cdot \rho}{n \cdot (h_i - h_0)} \approx 5000 \text{m}^3/\text{h}$ 。

每台蓄冷柜中离心风机的风量应与主机组冷风输送离心风机一样，主机组运行时这两级串联的离心风机均按额定转速运转，主机组停机时蓄冷柜中的离心风机通过调频而低转速运行，保证释冷时总能向商场输送冷风。

组合蓄冷板主要由蓄冷块组合而成，蓄冷块内为全密封改性胶状蓄冷剂，可在气流方向上减少或增加蓄冷块来调试系统的蓄冷能力。蓄冷柜最大蓄冷能力应能满足热泵停机时段空调区域的最大冷负荷需求。

冷风经蓄冷板的显热及蓄冷剂的相变换热后，送往商场的冷风的设计参数为干球温度23℃、相对湿度70%，其比焓 $h_x = 54.91 \text{kJ/kg}$ ，其蓄冷率约 $Q_x = n \cdot (G_1 / \rho) \cdot (h_x - h_0) \approx 24 \text{kW}$ ，主机开机30min的总蓄冷量约为43200kJ，则这种蓄冷量10min内把干球温度35℃、相对湿度60%的空气降温除湿至干球温度23℃、相对湿度70%空气的流量约 $G_{x1} = 7100 \text{m}^3/\text{h}$ 。

由于全新风空调主要采用置换方式不断地把室内热空气置换出去，系统从商场排出的空气状态参数为干球温度28℃、相对湿度65%，对应空气比焓 $h_x = 68.22 \text{kJ/kg}$ ，则实际带走商场热负荷为： $Q_x = n \cdot (G_1 / \rho) \cdot (h_x - h_0) \approx 48.5 \text{kW}$ ，这样，在热泵运行时系统换气次数已超过12次，在热泵停机时，仅依靠蓄冷柜工作时的换气次数也可达6次。

综上所述，冷热联供系统在设计上是做到了合理匹配。

2.4 系统运行效果分析

该系统运行近三年中，风源热泵承压热水供应运行无论何时都能达到设计要求，只是酒店开业的第一个春夏交替的5、6月份，由于酒店开房率偏低，热水供应过剩，热泵机组开机时间很短，此时商场客流也很小，酒店附属商场经常只处于通风状态也能被酒店方接受。

随着酒店开房率的上升，冷热联供的节能效果也就开始愈加明显。近年来，由于该酒店主要作为商务酒店，酒店开房率逐渐稳定，按酒店方提供的数据，该酒店开房率常年稳定在65%以上，我们统计了该酒店2010年9月至2011年9月一年的每月热水用量和该系统的每月用电量，结合这一年的气候状况，统计了该地区室外日平均气温超过29℃的天数及所属月份，估计了酒店附属商场维护结构降

温月份漏热总量，估算出该系统实际综合能效比SEER (Synthesis Energy Efficiency Ratio)^[3-4]，其计算式为：

$$SEER = \frac{\text{月热水用量折算热量} + \text{降温月份结构漏热总量}}{\text{月用电量折算热量}} \quad (6)$$

其中，月热水用量折算热量(kJ)以热水平均温度及当月冷水进口平均温度来折算，降温月份结构漏热总量(kJ)，按空调室温为26℃相对湿度60%、室外温度及相对湿度按统计数据取平均值来估算。估算的实际综合能效比SEER随月份的变化见图6。

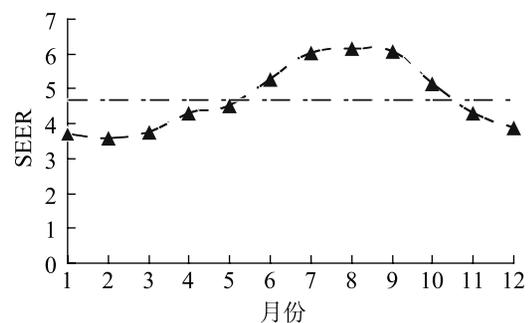


图6 综合能效比SEER随月份的变化
Fig.6 The variation tendency monthly about Synthesis Energy Efficiency Ratio (SEER)

从图6可知，该系统年平均实际能效比超过4.7，虽然数据分析及计算存在偏差，该系统节能效果趋势明显，SEER较大值发生在6、7、8、9、10月份，SEER较小值发生在1、2、3月份，总体上呈现出气温越高SEER值越大的趋势，虽然气温高可使制冷效率偏低，但气温高制热效率高，同时冷风利用率也高，冷热联供节能效果体现明显。

3 结论

1) 提出的空气源热泵承压热水供应系统及热泵冷风利用方案综合节能效果明显，该系统年平均实际能效比超过4.7。

2) 实施冷热联供首先要合理解决冷热需求不同步及冷热负荷不平衡的冷热联供固有局限，系统以制热水为核心任务，采用承压热水储水罐蓄热，采用蓄冷风柜短期蓄冷，并根据商场需要降温空调的时间调整制热水时间，合理地解决了冷热联供的固有局限问题。

3) 提出的热泵主机、承压储水循环、泵及管路匹配，回水系统辅助再热量热泵的匹配，冷热联供匹配等方面的方案设计图及经验设计计算方法，为空气源热泵冷热联供系统设计提供了有益参考。

本文受广东省科技厅2008年度科技攻关项目(2008B01080029)资助。(The project was supported by Guangdong Science and Technology Department in 2008 (No.2008B01080029).)

参考文献

- [1] 周峰, 马国远. 空气能热泵热水器的现状及展望[J]. 节能, 2006(7): 13-16. (Zhou Feng, Ma Guoyuan. Status and Prospect of Air Source Heat Pump Water Heaters[J]. Energy Conservation, 2006(7):13-16.)
- [2] 赵力. 高温热泵在我国的应用及研究进展[J]. 制冷学报, 2005, 26(2): 8-13. (Zhao Li. Application and Development of High Temperature Heat Pumps in China[J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(2):8-13.)
- [3] 刘圣春, 马一太, 刘秋菊. 季节能效比(SEER)与综合负荷值(IPLV)的一致性分析[J]. 制冷与空调, 2008(6): 10-14. (Liu Shengchun, Ma Yitai, Liu Qiuju. The Consistent Analysis about SEER and IPLV[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2008(6):10-14.)
- [4] 吴静怡, 江明旒, 王如竹, 等. 空气源热泵热水机组全

年综合能效评定[J]. 制冷学报, 2009, 30(5): 14-18. (Wu Jingyi, Jiang Mingliu, Wang Ruzhu, et al. Seasonal Energy Efficiency Assessment of Air Source Heat Pump Water Heaters[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(5):14-18.)

通讯作者简介

卓献荣, 男(1965-), 博士, 教授, 仲恺农业工程学院热能与动力工程系, 020-89003256, E-mail: zhxrzhku@163.com. 研究方向: 制冷空调系统优化及节能技术。目前进行的项目: 广东省工业攻关项目: 亚热带空气源热泵冷热联供系统优化及功能示范。

About the corresponding author

Zhuo Xianrong (1965-), male, Ph. D./Professor, The Thermal Energy and Power Engineering Department, Zhongkai University of Agriculture and Engineering, 020-89003256, E-mail: zhxrzhku@163.com. Research fields: System optimization and energy saving research for refrigeration and air conditioning system. The author takes on project supported by Guangdong Science and Technology Department: Supply of heating combined cooling system optimization and demonstration about air source heat pump at subtropical zone.

(上接第59页)

- best position for the air-curtain installation[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2011, 99(5):554-559.
- [15] Chi-Ji Lin, Yew Khoy Chuah, Chia-wei Liu. A study on underground tunnel ventilation for piston effects influenced by draught relief shaft in subway system[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(5-6):372-379.
- [16] 王树刚, 王如竹, 朱颖心. 北京地铁地下空间温度的测量与分析[J]. 地下空间, 2002, 22(4):339-343. (Wang Shugang, Wang Ruzhu, Zhu Yingxin. Measurement and analysis of temperature in underground space of Beijing subway[J]. Underground Space, 2002, 22(4):339-343.)
- [17] 沈翔, 吴喜平, 董志周. 地铁活塞风特性的测试研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(3):103-106. (Shen Xiang, Wu Xiping, Dong Zhizhou. Character testing of piston wind in a underground railway tunnel[J]. HV&AC, 2005, 35(3): 103-106.)
- [18] 王丽慧, 吴喜平, 阎正才. 地铁车站环控温度场速度场[J]. 能源技术, 2007, 28(1):36-39. (Wang Lihui, Wu

Xiping, Yan Zhengcai. The temperature and the velocity fields of the subway station. Energy Technology[J]. 2007, 28(1):36-39.)

作者简介

王丽慧, 女(1978-), 副教授, 副系主任, 上海理工大学环境与建筑学院, (021)55271045, E-mail: 66amy99@126.com. 研究方向: 地铁热环境理论与应用研究。现在进行的研究项目: 国家自然科学基金项目——地铁环控送风射流在间歇性受迫气流作用下的机理研究等。

About the author

Wang Lihui (1978-), female, Associate Professor, Associate department head, School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, (021) 55 271045, E-mail: 66amy99@126.com. Research fields: Subway thermal environment theoretical and application study. The author takes on the project of National Science Foundation of China, the Mechanism research on the jet affected by the intermittent forced flow in subway thermal environment.