



干工况风机盘管机组性能实验研究

广州大学 裴清清[☆] 周智明 陈煜健 许贵泉

摘要 采用焓差法对某风机盘管机组在供水温度为 14~18℃、供回水温差为 3℃的条件下进行了实验,研究了露点温度附近干、湿工况分界区域的性能。实验结果表明,被测机组的供冷量随供水温度升高而迅速下降,随送风量减少而下降。干工况风机盘管机组的最佳供水温度为 17℃,宜采用高档风量运行。风机盘管干工况运行供冷量比标准工况下降 2/3。

关键词 风机盘管机组 干工况 供水温度 送风量 供冷量

Experimental study on a fan-coil unit running in dry conditions

By Pei Qingqing[★], Zhou Zhiming, Chen Yujian and Xu Guiquan

Abstract With the air enthalpy difference method, tests a fan-coil unit running in the conditions where the supply water temperature is 14 to 18℃, the temperature difference is 3℃, and studies the critical point from dry to wet conditions. The results show that cooling capacity of the unit drops dramatically as the supply water temperature rises, and also drops as the supply air rate decreases. For the fan-coil unit running in dry condition, the most suitable supply water temperature is 17℃, and it is better to run at high speed condition for the supply air rate. The cooling capacity of the fan-coil unit running in dry condition drops 2/3 than in the standard condition.

Keywords fan-coil unit, dry condition, supply water temperature, supply air rate, cooling capacity

★ Guangzhou University, Guangzhou, China

①

0 引言

新风溶液除湿结合室内干工况降温的温湿度独立控制空调系统是一种新型的空调方式,它可以实现低品位热能利用、排风能量回收等,具有节能、提高室内空气质量的潜力。溶液除湿室内干工况温湿度独立控制空调系统中,经过除湿处理后的干冷新风带走夏季空调房间的全部潜热负荷和部分显热负荷,室内冷却设备仅承担室内部分显热负荷,其承担的负荷大大减小。当前实际工程应用中,室内冷却设备大多采用传统的风机盘管机组,机组供水温度高于室内空气露点温度,处于干工况。与湿工况相比,由于盘管供水温度提高、供回水温差减小、供回水平均温度提高、传热温差减小等,风机盘管机组的供冷量也相应减少。风机盘管机组的冷量能否与室内设备应承担的部分显热负荷相匹配,系统设计时需要详细计算,不宜直接沿用传统风机盘管加新风空调系统的设计计算方法进行风机盘管机组选型,否则会带来很大的误差。

实际应用中曾出现过室内冷量不足,也有盲目加大型号,造成投资增加,经济性能降低的情形。从室内冷却设备的性能来看,干工况风机盘管机组的供冷量与常规湿工况相比有了很大的变化。本文对某风机盘管机组在干、湿工况和多组进出水温、风量等条件下进行了实验研究,获得了机组各工况下的供冷量及其影响因素,研究成果能为空调系统设计参数的确定、设备的正确选型计算以及干工况风机盘管机组的开发和换热器优化设计提供参考。

1 实验系统与实验方法

1.1 实验装置

实验根据焓差法原理进行。通过测量被测机组的送风口、回风口的空气比焓差,测试风机盘管机组

①☆ 裴清清,女,1964年7月生,博士,教授
510006 广州市番禺区大学城外环西路230号广州大学土木工程学院
(020) 31873256
E-mail: qq_pei@sohu.com
收稿日期:2009-03-17

的供冷量,同时辅以水侧冷量测试,以判断实验误差。实验装置包括:空气预处理系统、风路测试系统、水路测试系统及控制系统等。如图 1 所示。

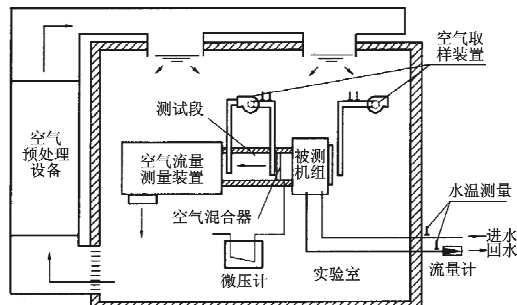


图 1 实验装置

空气预处理系统设有干蒸汽加湿管、干蒸汽加热管、水冷式表冷器,能实现任何空气处理过程,维持实验所需的室内设定空气状态。

风路测试系统由风量测试风洞及空气取样装置组成,主要包括静压室、流量喷嘴、穿孔板、小型排风机、取样风机及干湿球温度测量用 Pt100 电阻。小型排风机设于风路测试系统的出口,为风洞中空气的流动提供动力。静压室装有静压变送器,能根据风机盘管送风量要求,设定不同的机外静压。风机盘管的送风进入静压室后,首先经过穿孔板的均流作用充分混合,然后流过标准流量喷嘴,最后排入实验室内。静压室内穿孔板后设空气取样装置,送风的干、湿球状态参数被空气取样装置采集并传送到计算机中。标准流量喷嘴前后的静压差被直接传送到计算机进行风量计算。风机盘管的进风状态由风机盘管进风口处另一套空气取样装置采集。

水路测试系统由空气预处理装置的水路系统及被测机组的水路系统组成。实验室的冷、热源通过空气预处理装置水路系统将一定的冷量、热量及高温蒸汽输送到实验台,模拟出不同的室内环境。被测机组的水路上装有电磁流量计,测量范围为 0~6 m³/h,测量精度为 0.5%,可根据设定流量值控制设于该水路的变频水泵调节被测机组所需要的水流量。机组供、回水温度采用 Pt100 电阻温度计,经过数据采集器即时采集数据并传送到计算机进行数据处理得到供、回水温度。

被测机组的冷量可采用式(1)~(4)计算。

$$Q_t = L_n \rho_n (h_{ar} - h_{as}) \quad (1)$$

$$Q_n = L_n \rho_n c_p (t_{ar} - t_{as}) \quad (2)$$

$$Q_l = Q_t - Q_n \quad (3)$$

$$Q_s = W c_w (t_{wh} - t_{wg}) \quad (4)$$

式(1)~(4)中 Q_t, Q_n, Q_l 分别为风侧全冷量、显冷量和潜冷量, kW; L_n 为被测机组的送风量, m³/s; ρ_n 为湿空气的密度, kg/s; c_p 为空气的比定压热容, kJ/(kg·°C); h_{ar}, h_{as} 分别为被测机组回风和送风的比焓, kJ/kg; t_{ar}, t_{as} 分别为被测机组的回风和送风的干球温度, °C; Q_s 为水侧冷量, kW; W 为被测机组的供水量, kg/s; c_w 为水的比热容, kJ/(kg·°C); t_{wh}, t_{wg} 分别为被测机组的回水和供水温度, °C。

1.2 实验方法

按风机盘管机组性能测试标准工况^[1],设定室内空气干球温度为 27 °C,湿球温度为 19.5 °C,对应的相对湿度为 60%,露点温度为 15.45 °C。稳定室内空气状态,改变供水温度、送风量,测试被测风机盘管机组的冷量。采用 3 °C 供回水温差,供水温度范围为 14~18 °C,温度调整间隔为 1 °C。送风量按三挡调节,额定值分别为 850, 650, 500 m³/h,测试时控制送风量偏差在±20 m³/h 之内,满足送风量不低于额定值 95%的要求。测试机组冷量时,分别同时测试风侧冷量和水侧冷量,二者相差 5%以内的为有效数据,并且取两者的平均值作为机组的实验冷量。将上述测试值与 7 °C 供水温度, 5 °C 供回水温差的风机盘管机组标准工况进行比较,研究风机盘管冷量下降的幅度。

实验条件和实验工况可实时监控,实验数据采集和结果计算均由计算机自动控制系统自动完成。自控系统每隔 10 s 巡检一次,采集温度传感器、湿度传感器、流量计、标准流量喷嘴等的测试数据,每隔 5 min 输出一该时段内各参数的测量平均值和计算结果,共输出 7 组实验数据。最后,系统自动输出该工况下 35 min 内各参数的测量平均值和计算结果。测试在工况稳定后进行,工况稳定时间平均需要 2 h 左右。实验共测试了 15 种工况,获得 120 组实验数据。

2 实验结果

2.1 供水温度与被测机组供冷量

机组送风量为 850 m³/h 时,不同冷水供水温度下,机组供冷量如图 2 所示。

2.2 送风量与被测机组供冷量

5 种供水温度下,机组显热供冷量与潜热供冷量随送风量的变化如图 3, 4 所示。

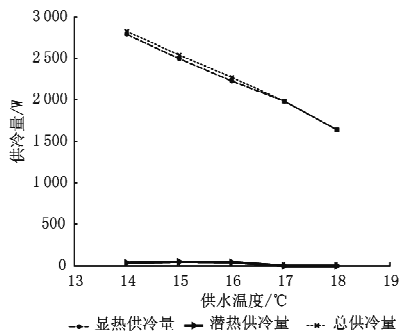


图2 供水温度与被测机组供冷量

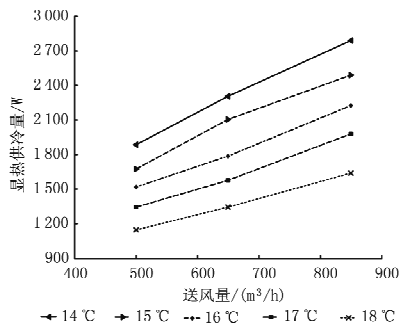


图3 不同送风量下被测机组的显热供冷量

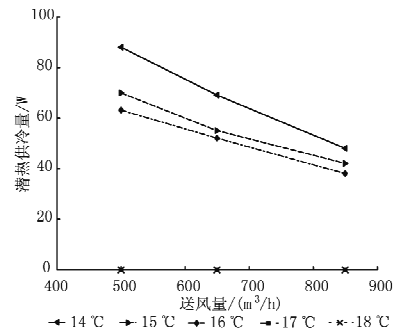


图4 不同送风量下被测机组的潜热供冷量

3 结果分析与讨论

3.1 供水温度的影响

图2表明,供水温度升高,供冷量下降。水温每上升1℃,供冷量下降200~300W,机组的供冷量随水温升高大致呈线性递减。但在16~17℃之间有拐点。供水温度在14~16℃之间时,每上升1℃,供冷量下降幅度约为10%。17℃以后水温每上升1℃,供冷量的下降幅度约为17%。

实验工况下室内空气露点温度为15.45℃,该温度是被测机组盘管表面干、湿工况的分界点。当供水温度在14~16℃时,实验观察到风机盘管出现湿工况、测试到有少量潜热供冷量;供水温度在17℃以上时,盘管完全处于干工况运行。以空气露点温度向被测机组提供冷水,盘管工况容易因室

内空气状态的轻微波动而发生变化,形成结露^[2-3]。

总体来说,随供水温度升高,被测机组的供冷量下降,下降幅度先小后大;完全干工况盘管的供冷量随供水温度上升而显著下降;干、湿工况的分界点在室内空气露点温度附近。因此,干工况运行的风机盘管供水温度要在保证不结露的情况下尽量降低。从实验结果来看,最佳的供水温度宜为17℃。此时,既保证了风机盘管处于干工况运行,也保证了最大的供冷量。

由于存在管道导热热阻和对流热阻,管道外表面温度会比供水温度高,考虑到盘管内的冷水沿流动方向温度逐渐升高,通过盘管换热器流程流道的优化设计,供水温度应还有降低的空间。相关研究将另撰文发表。

3.2 送风量的影响

图3表明,干工况时,送风量增加,被测机组供冷量增加,送风量每提高一档,供冷量增幅为17%~25%。水温越低,供冷量随风量增大越快,即在较低供水温度时,送风量的影响更显著。

如图4所示,供水温度在干、湿工况的分界点附近,即14,15,16℃时,被测机组有结露发生,形成潜热供冷量。潜热供冷量随送风量的增加而减少,随供水温度的降低而增加。

对于风机盘管设计风速的选择,为了获得较大的冷量,在只有干工况的情形下,设计风速越大越好;而对于有湿工况情形风机盘管,设计风速应综合考虑显热和潜热的变化规律,取总冷量最大时进行优化设计。

3.3 工况的影响

上述实验用风机盘管在7℃供水,5℃供回水温差的原标准设计工况下的供冷量如图5所示。

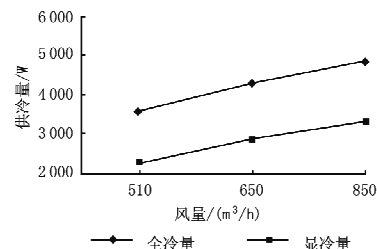


图5 被测机组在原标准工况下的供冷量

原标准工况的供冷量分别和17,18℃供水,3℃供回水温差的实验工况比较,干工况的冷量分别下降62%和68%,即干工况冷量下降大约达到2/3。

干盘管的冷量显著减少,在目前采用普通风机盘管作干工况盘管的工程中,需要准确计算冷负荷和校核设备冷量,避免发生冷量不足。更重要的是,原有普通风机盘管冷量不能充分利用,换热设备的换热强度不高,会带来设备投资增加。因此,干式风机盘管应采用强化换热措施并重新优化设计,提高换热强度,以适应温湿度独立控制室内干工况空调系统对室内设备的要求。将普通风机盘管在干工况下使用是不经济的。

4 结论

4.1 室内空气露点温度为 15.45℃,供水温度为 14,15,16℃时,风机盘管出现湿工况。供水温度在 17℃以上时,盘管完全处于干工况。16~17℃是过渡区。

4.2 供水温度提高,风机盘管机组供冷量下降。供水温度在 14~16℃之间时,水温每上升 1℃,供冷量下降幅度约为 10%。17℃以后水温每上升 1℃,供冷量的下降幅度约为 17%。干式风机盘管最佳供水温度为 17℃。

• 会讯 •

多联机空调(热泵)系统称谓研讨会 暨分会理事长扩大会议纪要

中国勘察设计协会建筑环境与设备分会于 2009 年 6 月 12 日组织 17 位国内暖通空调行业的设计、科研、评标相关专家,在杭州举行了关于多联机空调(热泵)系统称谓研讨会。会议结合该技术特点以及国内外现状进行了研讨。

会议认为,多联机空调(热泵)系统具有设计安装灵活、控制方便、适应个性化需求等特点,工程应用十分广泛。但目前工程在设计、招投标、采购中称谓使用杂乱,如:多联式空调(热泵)机组、变制冷剂流量多联机组、多联式分体空调机组、变制冷剂流量多联分体式空调系统、多联机、变频多联机、智能变频多联机、数码多联机、VRV 空调等。由于称谓不统一,对产品设计选型、采购、评价、验收、质量纠纷问题处理等产生不良影响。

多联机空调(热泵)系统是通过改变制冷剂流量以适应各房间负荷变化的直接膨胀式空气调节系统,变流量调节技术目前主要有转速可控型(交流变频或直流调速)和容量可控型(数码涡旋)两类。其中转速可控型技术是通过调节压缩机转速来调节制冷剂流量,容量可控型技术是通过改变压缩机定涡旋盘和动涡旋盘啮合的时间来调节制冷剂流量,从而适应空调负荷的变化。

4.3 干工况时,送风量增加,被测机组供冷量增加。送风量每提高一档,供冷量增幅为 17%~25%。且在较低的水温下,送风量增大,供冷量增加得越多。即在较低供水温度时,送风量对冷量的影响更显著。

4.4 和风机盘管标准工况相比,17,18℃供水,3℃供回水温差的实验工况盘管冷量分别下降 62%和 68%。干工况冷量下降约达到 2/3。

4.5 风机盘管干工况运行的供冷量显著减小,设备的换热强度不高,带来设备投资增加。干式风机盘管设计应采用强化换热的措施,以提高换热强度。

参考文献:

- [1] 中国建筑科学研究院空气调节研究所. GB/T 19232—2003 风机盘管机组[S]. 北京:中国标准出版社,2003
- [2] 王晋生,程宝义,龙惟定. 水冷式表冷器传热研究(8):热力计算理论及其研究综述[J]. 暖通空调, 2004,34(12):105-109
- [3] 王晋生. 水冷式表冷器传热研究(3):半干半湿工况热力计算[J]. 暖通空调,2001,31(3):70-72

对于多联机的称谓,目前国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)中采用的是“变制冷剂流量多联分体式空调系统”;已上报的行业标准《多联机空调系统工程技术规程》(JGJ 174—20XX)中采用的是“多联机空调系统”;国家标准《多联式空调(热泵)机组》(GB/T 18837—2002)中采用的是“多联式空调(热泵)机组”。

为规范设备和系统的称谓,避免不必要的纠纷,专家建议:以后在工程设计、招投标、采购时,相关称谓应采用“多联式空调(热泵)机组”、“多联机空调(热泵)系统”;在编制或修编相关规范、标准、技术措施时也应统一采用上述名称。

会议期间召开了分会理事长扩大会议。会议由分会代理理事长罗继杰主持,商讨了 2009 年全国建筑环境与设备第 3 届技术交流大会的相关事宜,大会将于 10 月 21—23 日在烟台召开。会议明确了大会专题报告题目和报告专家,并商定了各论坛负责人和论坛内容,下发了征集大会赞助企业的通知,进行了大会论文审查工作。会议要求各位参会理事按照会议精神抓紧落实有关工作,积极协调参会企业、推荐各地区各系统先进单位及个人,以保证年会顺利召开。

中国勘察设计协会建筑环境与设备分会