

低温空气源热泵(冷水)机组名义工况的确定研究

韩林俊¹ 王 嘉¹ 石文星¹ 谢 岍² 张乐平²

(1 清华大学建筑学院 北京 100084; 2 同方人工环境有限公司 北京 100084)

摘 要 对低环境温度空气源热泵(冷水)机组(简称低温热泵)标准中的名义制热工况确定问题进行了研究。通过对我国寒冷地区典型城市供热季节的室外干球温度及其对应湿球温度的分布进行统计分析, 确定出低温热泵空气侧的名义制热工况条件为 $-12^{\circ}\text{C}/-13.5^{\circ}\text{C}$; 通过对典型房间分别采用风机盘管和辐射地板进行供热时, 保证室内舒适性要求的空调末端出水温度的研究, 给出了水侧的名义制热工况为回水温度 38°C 。上述结论可为商用和户用低环境温度空气源热泵(冷水)机组的标准制定提供参考。

关键词 热工学; 低温热泵; 名义制热工况; 标准

中图分类号: TB651; TU831.4

文献标识码: A

Determination of Nominal Heating Condition of Low Temperature Heat Pump (Water Chilling) Packages

Han Linjun¹ Wang Jia¹ Shi Wenxing¹ Xie Qiao² Zhang Leping²

(1. School of Architecture, Tsinghua University, Beijing, 100084, China; 2. Tongfang Artificial Environment CO. LTD, Beijing, 100084, China)

Abstract The nominal heating condition of low environment temperature heat pump (water chilling) packages was determined. The nominal dry bulb temperature and wet bulb temperature on the air side may be -12°C and -13.5°C , respectively, according to the statistical result of outdoor temperature from typical cities in the cold area of North China. The nominal return water temperature on the water side may be 38°C which could meet comfort demand in a typical room heated by floor panels and fan-coil units.

Keywords Pyrology; Low temperature heat pump; Nominal heating condition; Standard

1 研究背景与研究思路

1.1 研究背景

利用空气源热泵供热是一类高效清洁的供热方式, 其突出优点在于获取热源的便利性与清洁性, 并具有一定的节能潜力。近年来, 适合我国北方寒冷地区的低环境温度空气源热泵技术得到迅速发展, 其产品即低环境温度空气源热泵(冷水)机组(简称: 低温热泵)逐渐成为这些地区重要的空调冷热源设备。由于低温热泵冬季供热时的室外空气温度最低可达 -20°C , 但现有相关标准仅适用于环境温度不低于 -7°C 的情况, 故需填补标准空白, 从而为企业的产品开发、性能检测提供统一的测试条件与能效目标, 促进行业健康、规范地发展, 缩小与国际先进水平的差距。由此可见, 制定商用、户用及类似用途低温热泵国家标准刻不容缓。名义制

热工况(包括: 空气侧和水侧的工况条件)是低温热泵标准的基础条件, 故确定其名义制热工况是标准制定中最为关键的环节之一。

1.2 研究思路

低温热泵是能在较低环境温度条件下运行的蒸气压缩循环冷水(热泵)机组, 不仅需要实现冬季供热, 还需同时承担夏季的制冷功能。为保持相关标准的一致性和延续性, 低温热泵名义制冷工况应与GB/T18430.1《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组》标准^[1]一致, 即用户侧的水流量为 $0.172\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{kW})$, 机组出水温度为 7°C ; 空气侧的干球温度为 35°C 。

低温热泵标准的名义制热工况既需体现低温热泵在低环境温度下制热运行的显著特点, 也需体现供热设计的环境条件, 这正是该标准区别于普通

空气源热泵机组标准的主要内容,也是其制定过程中的难点之一。由于定水量空调系统是当前的主要形式,参照文献[1],制热运行时,用户侧水流量应与制冷工况相同,即 $0.172\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{kW})$,但尚需在此基础上研究其名义制热工况的空气侧温、湿度条件和热水温度。为保证室内供热的安全性,该“热水温度”以低温热泵的回水温度为宜(当忽略热水管路的热量损失时即为室内末端的出水温度)。

确定名义制热工况的基本思路是:通过对我国寒冷地区典型城市供热季节的室外干球温度分布以及对应的湿球温度分布的统计分析,确定满足一定供热时间不保证率下的低温热泵名义制热工况的空气侧干、湿球温度;通过对典型房间分别采用风机盘管供热和地板辐射供热时保证室内供热安全性和舒适性的空调末端最低出水温度的研究,以确定低温热泵名义制热工况的回水温度。

2 空气侧的名义制热工况

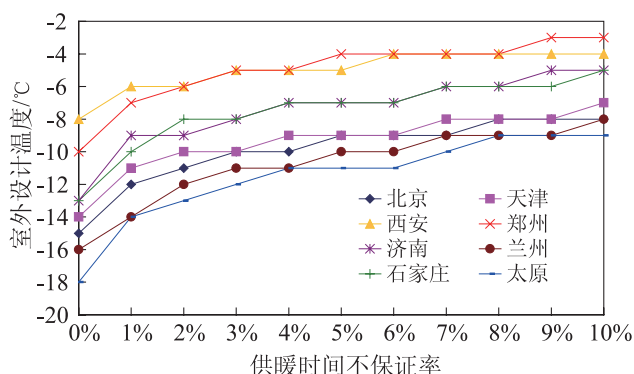
空气侧的名义工况包括干球温度和湿球温度。根据我国建筑热工分区^[2],选取位于我国寒冷地区的北京、天津、西安、郑州、济南、兰州、石家庄和太原8个主要城市为对象,研究其在不同供热时间不保证率条件下的室外设计干球温度分布,从中选取相对合理的温度值作为低温热泵名义制热工况的空气侧干球温度,并根据其对应湿球温度的分布规律,确定空气侧的湿球温度。

2.1 干球温度

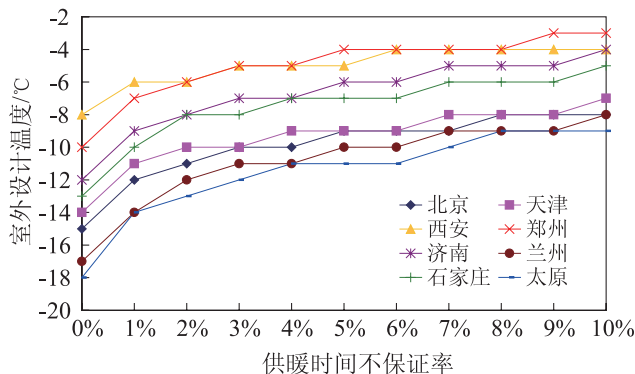
为确保统计结果的可靠性,选用不同气象数据库(建筑环境及空调系统模拟软件DeST的典型年气象数据^[3~4]和能耗分析软件EnergyPlus网站公布的典型年气象数据^[5])分别进行分析。其中,EnergyPlus软件中的数据库CSWD(Chinese Standard Weather Data)来源为《建筑热环境分析专用气象数据库》^[6],数据库CTYW(Chinese Typical Year Weather)来源为《中国建筑用标准气象数据库》^[7]。图1是所选城市不同供热时间不保证率条件下的室外设计干球温度统计图(CTYW缺少一些城市的相关数据)。

由图1可知,所选数据库的统计结果具有良好的一致性,综合考虑低温热泵在大部分寒冷地区使用的经济性以及供热的安全性,最终以供热时间不保证率为3%条件下的室外温度为基准确定低温热

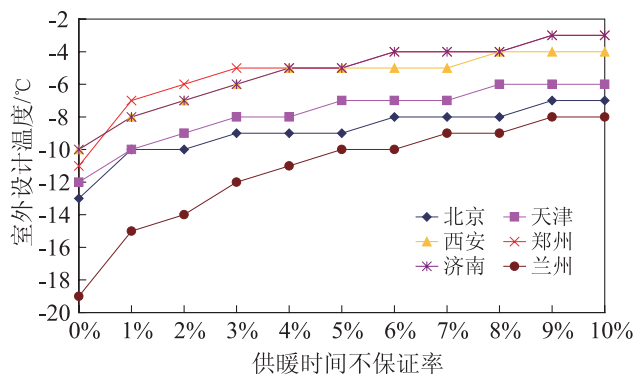
泵的名义制热工况,即室外干球温度为 -12°C ,该温度可满足寒冷地区各主要城市的安全供热要求。值得注意的是,在不保证的时间内不是低温热泵不能运行,而是其运行时的室内温度不能满足设计室温要求。



(a) 基于DeST的气象数据库



(b) 基于EnergyPlus的CSWD气象数据



(c) 基于EnergyPlus的CTYW气象数据库

图1 各城市基于不同气象数据库的室外干球温度与供热时间不保证率的关系图

Fig.1 Relationship between unguaranteed heating time ratio and outdoor dry bulb temperature based on different meteorological databases in each city

2.2 湿球温度

湿球温度与干球温度具有强相关性,但并不遵循特定的分布规律,故采用统计平均的方法来确

定热泵名义工况的湿球温度较为合理,即提取寒冷地区主要城市干球温度在 -12°C 附近($-11^{\circ}\text{C}\sim-13^{\circ}\text{C}$)的数据点所对应的湿球温度进行统计平均,其统计结果如图2所示(其中EnergyPlus的CTYW数据库的数据不全,未参与统计)。从图2中可以看出,室外空气平均温度约为 -12°C 时,各城市的平均湿球温度约为 $-13.1^{\circ}\text{C}\sim-13.6^{\circ}\text{C}$ 。

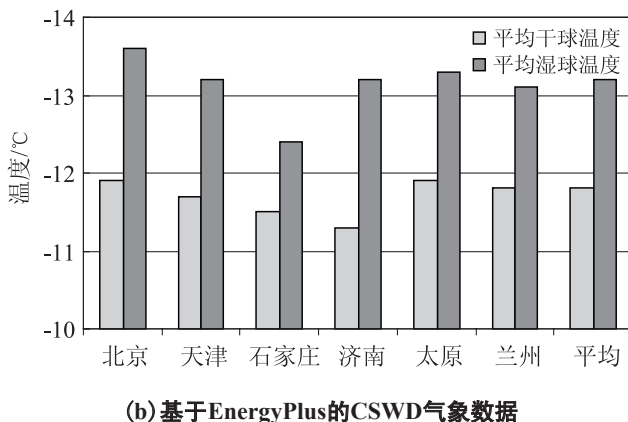
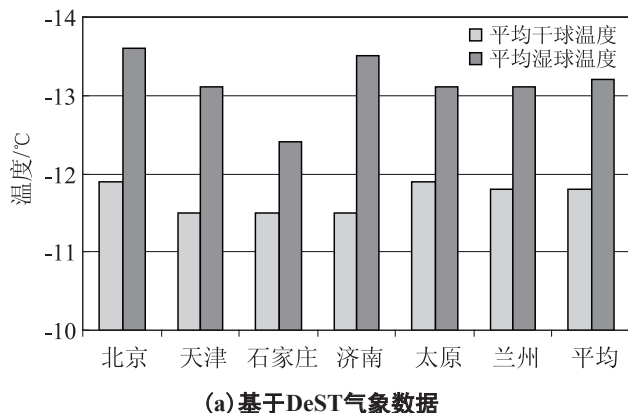


图2 各城市基于不同数据库气象数据的室外干、湿球温度统计结果

Fig.2 Statistical result of outdoor dry and wet bulb temperature based on different meteorological databases in each city

确定名义工况湿球温度不仅需要依照寒冷地区的客观气象数据,还需考虑产品测试条件的可实现性问题。研究发现,在标准大气压下,干球温度为 -12°C 时,湿球温度变化 1.5°C ,其相对湿度的变化率达到50%以上,露点温度变化量也达 10°C 以上。低温热泵的试验结果表明,如果测试工况的湿球温度取值过高,则换热器上将迅速结霜,系统将难以稳定运行。经过大量的试验证实:取名义工况的湿球温度为 -13.5°C 既可以保证机组在标定过程中较长时间处于稳定运行,同时也符合气象数据的统计结果。

根据上述分析,确定低温热泵空气侧的名义工况为干球温度/湿球温度: $-12^{\circ}\text{C}/-13.5^{\circ}\text{C}$ 。该条件与北京的气象数据最为接近,故将北京定为低温热泵用气象条件的典型城市。

3 水侧的名义制热工况

对于民用或公共建筑,利用低温热泵作热源进行供热的主要方式为地板辐射供热和空调送风供热。供热水温的选取必须考虑供热的安全性与舒适性,即取值不能过低,同时还需考虑低温热泵运行的能效比,其取值也不宜过高。与名义制冷工况不同,为更有效地保证用户在冬季供热的安全、可靠,建议以热泵机组的回水温度(当忽略沿程热量损失时,即用户侧换热设备的出水温度)作为低温热泵名义制热工况条件更为合理。以下将分别研究北京地区典型房间采用风机盘管供热和地板辐射供热时满足用户供热舒适性的室内换热末端的出水温度,在此基础上确定低温热泵名义制热工况的回水温度。

3.1 典型建筑介绍

一般而言,一栋建筑内的北向房间的夏季设计负荷比南向房间小,但二者的冬季设计负荷却基本相近。由于夏季冷负荷较冬季热负荷大,而空调末端的选型一般依据夏季冷负荷选取,故北向房间的空调末端面积相对较小,因此以北向房间来分析冬季供热性能,能够更好地保证其供热的安全性。下面以一栋位于北京的多层公共建筑的中间层北向办公室作为典型房间来分析供热舒适性对热水温度的要求。

设房间的南北长为5m,东西宽4m,层高3.3m;北侧为外墙,其余各面均为内墙或内楼板。根据文献[8~9]确定相关热工指标,取北墙传热系数 $0.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,窗体传热系数 $2.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,窗墙比50%;室内人员2人,计算机2台,照明功率密度 $11\text{W}/\text{m}^2$,新风量 $30\text{m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$ 。

目前,采用风机盘管供冷、供热的建筑较多,但以地板辐射供热的系统也呈逐渐增多之势,故冬季供热末端需分别考虑风机盘管和辐射地板两类形式。辐射地板的常规结构如图3所示,其相关结构和热工数据如下:

表面层厚度 $\delta=10\text{mm}$,导热系数 $\lambda=0.14\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;找平层采用20mm水泥砂浆, $\lambda=0.93\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;填充层采用30mm豆石混凝土, $\lambda=1.28\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

K); 铺设水管的管间距取为200mm; 埋管选用PP-R管, $\lambda=0.21\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 管径20mm, 壁厚2.3mm; 考虑到供热的独立性, 设楼板绝热, 即地板不向下层房间传热。

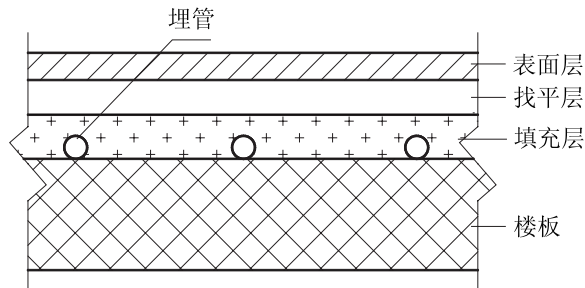


图3 辐射供热地板的一般结构^[12]
Fig.3 General structure of radiant floor heating

表1 典型房间冬、夏季典型日设计参数
Tab.1 Design parameters of typical day in winter and summer of typical room

季节		室外气象 参数 ^[9]		室内设计 参数 ^[9]		房间 负荷 /W	新风 负荷 ^[11] /W	总负荷 /W
		干球 温度/℃	相对 湿度	干球 温度/℃	相对 湿度			
夏季		33.2	60%	26	60%	940	420	1360
冬季	送风 供热	-12	45%	20	45%	320	640	960
	地板 供热	-12 ^[注 2]	—	18 ^[注 3]	—	250	600	850

注1: 房间不设专门的新风管, 新风由门窗渗透入室内, 换气次数1次/h与有组织新风的新风量相近;

注2: 为与空调送风供热进行对比, 此处的地板供热室外设计温度与空调送风供热相同;

注3: 地板辐射供热的辐射温度较高, 且下热上冷, 减少了房间上部的热损耗, 故在相同舒适性条件下, 计算房间热负荷时, 室内设计温度应按降低2℃计算^[10]。

表1给出了上述典型房间在冬、夏两季典型设计日的室内、外设计条件和设计负荷, 为后续分析提供依据, 由于在满足相同舒适性条件下的地板辐射所需室温较低, 故比风机盘管送风供热的热负荷小。

3.2 送风供热方式的回水温度取值分析

对于冬、夏共用风机盘管的空调系统, 设计时一般先按照夏季室内负荷确定风机盘管型号, 而后校验冬季供热工况的舒适性和安全性, 具体计算过程如下:

1) 依据夏季设计工况确定风机盘管参数

在表1给定的典型房间夏季典型日设计参数条件下, 根据空调设计规范可计算出冷水流速、送风量、析湿系数和所需风机盘管换热器的传热系数和传热面积等参数。计算选定采用SLX-B型换热器, 其传热系数为 $40.0\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 、换热面积为 3.0 m^2 。

2) 校核冬季供热的舒适性

冬季制热工况的水流量和盘管换热面积保持不变, 迎面风速和水侧流速也与夏季相同, 根据制热工况SLX-B型换热器的换热系数公式计算其传热系数为 $28.7\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

研究表明, 为满足人体舒适性, 冬季供热送风温度需高于 33°C , 同时不宜超过 42°C ^[11]。在室外参数、房间特性、盘管KF值和盘管空气侧参数已知的条件下, 可根据盘管的换热方程和房间热平衡方程联立求解盘管水侧的进、出口温度和室温, 图4给出了基于上述条件的计算结果。由图可知, 在 $33\sim 42^\circ\text{C}$ 的送风温度范围内, 室温均高于 20°C , 说明在设计工况下该风机盘管供热的安全性和舒适性均有较好的保证。

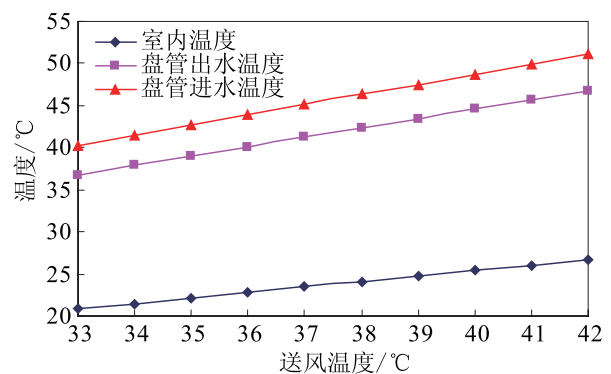


图4 盘管进、出水温和室温随送风温度的变化曲线
Fig.4 Variation of outlet and inlet temperature of coil and indoor temperature with supply temperature

在实际供热过程中, 室内发热量对供热热负荷的消减有所贡献; 另外采用较低(但需高于外露皮肤温度 33°C)的送风温度不仅能使房间温度均匀, 提高舒适性, 还能降低空调热水温度, 提高热源效率, 非常适合低温热泵的送风策略。图5中分别给出了典型房间在 33°C 、 34°C 和 35°C 三种送风温度下, 风机盘管的出水温度和室温随室内发热量的变化曲线。

由图4和图5可以看出, 34°C 的送风温度在室内发热量变化的情况下表现出较好的室温特性, 能够适应室内的高、低发热量。当选定空调送风温度

34℃时,相应的盘管出水温度(或热泵进口温度)为38℃,足以保证室内环境的舒适性。

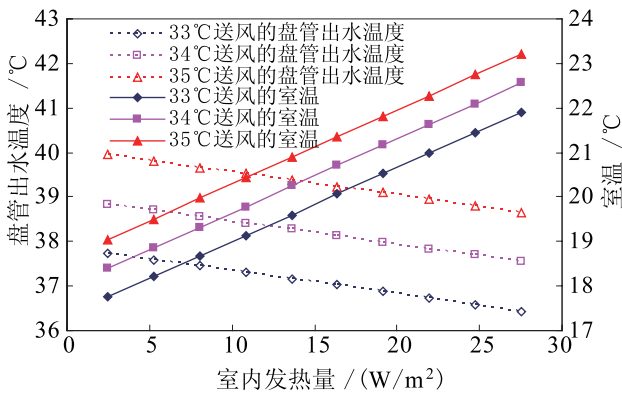


图5 盘管出水温度和室温随室内发热量的变化曲线
Fig.5 Variation of outlet temperature of coil and indoor temperature with indoor heat emission

3.3 地板辐射供热方式的回水温度取值分析

地板辐射供热所需热水温度的工程计算方法主要有两种,一种可称为等效传热系数法^[10,13],该方法计算简便,但因传热模型相对简化,故计算出的水温偏低;另一种可称为传热单元分析法^[14],该方法的传热模型相对复杂,可靠性更高,但该算法中地板向上的传热系数值较难确定。在分析上述两种方法的特点后,这里提出综合上述两种方法优点的综合算法,其具体过程如下:

1) 确定室温 t_n 和单位面积设计供热负荷 q' ,并由 $q=\alpha \cdot q'$ 计算单位面积地板散热量 q , α 为家具遮挡修正系数,这里可取1.1^[15];

2) 由公式 $t_b=t_n+9 \times (q/100)^{0.909}$ 计算地板表面温度 t_b ;

3) 由公式 $R_d=\Sigma(\delta/\lambda)$ 计算地板的总热阻,根据管道参数(辐射埋管管径 d 、壁厚 δ 、导热系数 λ 、管间距 L),计算辐射埋管与地板之间的传热热阻 $R_c=(\delta/\lambda)_{埋管}+L/\lambda_{填充}/4$;

4) 根据公式 $t_p=t_b+q \cdot R_d+q \cdot L \cdot R_c/d\pi$ 计算辐射盘管的供、回水平均温度,并根据供、回水温差确定其出水温度(即低温热泵的回水温度)。

用上述三种方法计算热水的供、回水平均温度,其随房间供热负荷的变化曲线如图6所示。由图可以看出,综合算法算得的平均温度位于两外两种方法之间,兼备一定的安全性和节能性。由表1可知,典型房间的单位面积供热负荷为42.5W/m²,根据图6可知供回水平均温度达到36℃以上即可满足供热舒适性要求。从一些设计手册也可得到

同样的结论,如文献[16]在其“施工指导”中指出35℃以上的供、回水平均温度就可满足地板供热要求。

在上述的计算过程中,埋管间距对于计算结果的影响较大,随着埋管间距的增大,所需供回水平均温度将相应提高。在实际设计中,为保证地面强度,管间距一般不小于100mm,为保证地板温度的均匀性,管间距也不宜超过300mm^[10],这里选取平均值200mm作为计算条件,可保证结果的合理性和适用性。

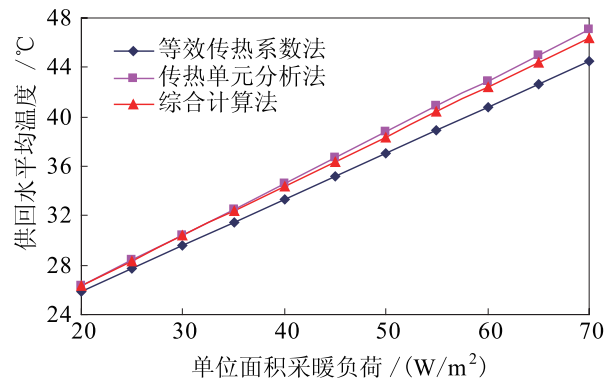


图6 三种计算方法下的供回水平均温度
Fig.6 Average temperature of supply and return water with three calculation methods

综合上面对风机盘管供热和地板辐射供热的分析结果,确定以38℃作为低温热泵水侧名义制热工况的回水温度,可以满足室内安全、舒适的供热要求。

根据上述分析,得出了低温热泵机组的名义制冷工况和名义制热工况,如表2所示,其中表中温度值未考虑工况控制精度,尚需结合产品的测试条件和相关标准进行规定。

表2 低温热泵的名义工况条件(未考虑温度控制精度)
Tab.2 Nominal condition of low temperature heat pump (the temperature accuracies are not considered)

项目	使用侧			热源侧(或放热侧)	
	水流量 (m ³ /(h·kW))	进口 水温 / °C	出口 水温 / °C	干球 温度 / °C	湿球 温度 / °C
制冷	0.172	/	7	35	/
制热		38	/	-12	-13.5

4 结论

1) 低温热泵是蒸气压缩循环冷水(热泵)机组的扩展产品,不仅要承担冬季供热任务,还需承担夏季制冷任务,为保持标准的一致性和延续性,建

议其名义制冷工况与GB/T18430.1-2007相同。

2) 通过对主要应用低温热泵的我国寒冷地区8个主要城市(在不同供热时间不保证率条件下的)室外干球温度及其对应湿球温度分布的统计分析,确定低温热泵名义制热工况的空气侧干/湿球温度为 $-12^{\circ}\text{C}/-13.5^{\circ}\text{C}$;通过对典型房间分别采用风机盘管供热和地板辐射供热时,保证室内舒适性要求的空调末端出水温度的研究,确定低温热泵的名义制热工况为回水温度 38°C 。

3) 提出的低温热泵名义制热工况,可为商用和户用低温热泵机组的标准制定提供参考,其研究方法也可作为后续相关产品标准的制定所借鉴。

参考文献

- [1] GB/T 18430.1-2007 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分: 工商业用和类似用途的冷水热泵机组[S]. (GB/T 18430.1-2007 Water Chilling (Heat Pump) Package Using the Vapor Compression Cycle Part 1: Water Chilling (Heat Pump) Packages for Industrial & Commercial and Similar Application [S]).
- [2] 中华人民共和国建设部. GB 50189-2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005. (Ministry of Construction of the People's Republic of China. GB 50189-2005 Design Standard for Energy Efficiency of Public Buildings[S]. Beijing: China Standard Press, 2005.)
- [3] DeST网站[DB/OL]. <http://www.dest.com.cn>.
- [4] 宋芳婷, 诸群飞, 江亿. 建筑环境设计模拟分析软件DeST: 第5讲 影响建筑热过程的各种外界因素的取值方法[J]. 暖通空调, 2004, 34(11): 52-65. (Song Fangting, Zhu Qunfei, Jiang Yi. Building Environment Design Simulation Software DeST(5): Generation of the Values of the Extraneous Factors Influencing Building Thermal Processes[J]. Journal of HV&AC, 2004, 34(11): 52-65.)
- [5] EnergyPlus网站[DB/OL]. www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/.
- [6] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 中国建筑工业出版社, 2005. (National Meteorological Information Center & Department of Building Science and Technology, Tsinghua University. Meteorological Data for Building Thermal Environment Analysis in China[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005.)
- [7] 张晴原. 中国建筑用标准气象数据库[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004. (Zhang Qingyuan. Standard Meteorological Database for Chinese Buildings[M]. Beijing: China Machine Press, 2004.)
- [8] 北京市规划委员会, 北京市建设委员会. DBJ01-621-2005北京市公共建筑节能设计标准[S]. 北京: 北京市建筑设计标准化办公室, 2005. (Beijing Municipal Commission of Urban Planning, Beijing Municipal Construction Committee. DBJ01-621-2005 Design Standard for Energy Efficiency of Public Buildings for Beijing[S]. Beijing: Beijing Standardize Office for Building Design, 2005.)
- [9] 电子工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995. (10th Design Institute of Electronic Industry Ministry. Air Conditioning Design Handbook[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 1995.)
- [10] 中国建筑科学研究院. JGJ 142-2004 地面辐射供暖技术规程[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004. (China Academy of Building Research. JGJ 142-2004 Technical Regulation of Floor Radiant Heating[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2004.)
- [11] 周朝霞. 风机盘管加新风系统冬季空气处理过程分析及合理运行[J]. 建筑热能通风空调, 1999(1): 24-26. (Zhou Zhaoxia. Analysis on Winter Air Handling through Fan-Coil Unit with Fresh Air Supplying System and Reasonable Operation[J]. Building Energy & Environment, 1999(1): 24-26.)
- [12] 孙德兴, 陈海波, 张吉礼. 低温热水地板辐射采暖地面散热量的分析与计算[C]//全国暖通空调制冷2002年学术文集, 北京: 中国建筑工业出版社, 2002. (Sun Dexing, Chen Haibo, Zhang Jili. Analysis and Calculation of the Capacity of Low Temperature Floor Radiant Heating System[C]// Proceedings of 2002 National HVAC Conference. Beijing: China Architecture & Building Press, 2002.)
- [13] 李先瑞, 郑晓亮, 田继民, 等. 住宅与空气调节(三)[J]. 中国建设信息供热制冷, 2002(4): 72-82. (Li Xianrui, Zheng Xiaoliang, Tian Jimin, et al. Heating & Air-conditioning for Residences--Technical Lecture (3) [J]. China Construction Heating & Refrigeration, 2002(4): 72-82.)
- [14] 李元哲, 王屹南. 在寒冷地区稳步推广中的空气源热泵地板空调采暖[J]. 中国建设信息供热制冷, 2003(1): 30-34. (Li Yuanzhe, Wang Yinan. Solar Air Source Heat Pump Floor Air-conditioning to be Promoted Steadily in Cold Regions[J]. China Construction Heating & Refrigeration, 2003(1): 30-34.)
- [15] 董重成, 姜顺姬, 郑雪晶. 地面遮挡对地板辐射采暖散热量的影响研究[C]//全国暖通空调制冷2004年学术文集. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004. (Dong Zhongcheng, Jiang Shunji, Zheng Xuejing. Research on the Influence of the Floor Shading to the Capacity of Floor Radiant Heating System[C]// Proceedings of 2004 National HVAC Conference. Beijing: China Architecture & Building Press, 2004.)
- [16] 北京市建筑设计研究院. 建筑设备专业技术措施[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006. (Beijing Institute of Architectural Design. Technical Measures of Building Services[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2006.)