



土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统中土壤蓄冷与释冷过程的特性研究^{*}

哈尔滨工业大学 余延顺[☆] 马最良 姚 杨

摘要 通过建立土壤蓄冷、释冷的数学模型,对土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统进行了数值模拟。分析了盘管管材、土壤类型、蓄冷温度、流体的流量、盘管间距以及土壤含水率等因素对管束内层盘管运行特性的影响。

关键词 土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统 蓄冷 释冷 影响因素

Performance of cool charge and discharge processes in an integrated soil cool storage and ground-coupled heat pump system

By Yu Yanshun[★], Ma Zuiliang and Yao Yang

Abstract Based on the mathematic model of the soil cool charge and discharge system, simulates the integrated system. Analyses the influence of some factors on the operation performance of inner coil, such as coil material, soil type, charging temperature, fluid flux, coil spacing and moisture content of soil, etc.

Keywords integrated soil cool storage and ground-coupled heat pump system, cool charge, cool discharge, influencing factor

★ Harbin Institute of Technology, Harbin, China

①

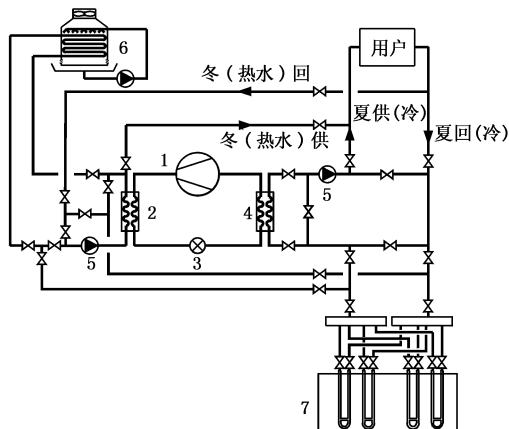
0 引言

土壤耦合热泵因其使用可再生能源,被称为是 21 世纪一项最具有发展前途的节能和环保型制冷空调技术^[1~3]。而蓄冷技术则是为缓解电力供应紧张局面,在以平衡电网峰谷负荷、削峰填谷为目的的形势下迅速发展起来的改变电力需求侧用电方式的空调技术。

尽管土壤耦合热泵技术与传统空调技术相比具有很多优点,但相对较大的初投资及占地面积问题成为限制其广泛应用的致命弱点。而蓄冷技术也因初投资较高、回收期较长以及运行控制管理较复杂等原因还不为广大业主所完全接受。基于上述背景,笔者提出了一种全新的热泵空调系统形式——土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统。该系

统是在充分利用冻土蓄冷技术及土壤耦合热泵技术优点的基础上,将两者有机地结合起来,各取其长,互补其短,将土壤耦合热泵系统的地下埋管换热器兼作蓄冷系统的蓄冷装置,系统如图 1 所示。其工作原理为:夏季空调工况运行时,在电力低谷期将冷量全部或部分地贮存到地下土壤中,在用电高峰期释放冷量供空调系统使用;为满足冬季供暖的需要,在供冷末期(过渡季)停止蓄冷,按土壤耦合热泵系统的供冷工况运行,以使土壤温度得到恢复,提高系统冬季供暖运行的效率。

①☆ 余延顺,男,1975 年 11 月生,工学硕士,在读博士研究生
150090 哈尔滨工业大学市政环境学院建筑热能工程系
2651 信箱
(0451)82291547 88348753
E-mail:yuyanshun@hit.edu.cn
收稿日期:2003-05-26
修回日期:2004-03-24



1 三工况冷热水机组 2 冷凝器 3 节流阀
4 蒸发器 5 水泵 6 闭式冷却塔
7 地下埋管换热器

图1 土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统示意图

土壤蓄冷过程是一个复杂的含湿多孔介质体内带有相变的传热传湿耦合过程,其运行特性受诸多因素的影响制约,如盘管的管材、埋管间距、土壤类型、流体的流量、流体入口温度以及土壤状况等。本文对影响管束内层盘管运行特性的主要因素进行模拟计算分析。

1 土壤蓄冷与土壤耦合热泵系统的数学模型

在建立土壤蓄冷、释冷的数学模型时作如下假设:

- 土壤为各向同性、均质的刚性含湿多孔介质;
- 忽略土壤热湿迁移耦合作用的影响;
- 土壤的冻融相变过程发生在一个小的温度范围内^[4],并且认为在冻结区和未冻结区土壤的物性参数分别为常数;
- 垂直 U 型埋管换热器等效为一当量直径单管^[5~6];

e) 认为相邻盘管的中间界面为绝热界面,管束内层盘管只考虑径向导热,忽略圆周方向及轴向的热传导,外层盘管需同时考虑径向及圆周方向的导热,忽略轴向传热影响;

f) 认为盘管内流体各个截面的温度均匀,以盘管中心的温度代替整个截面的温度。

由于本文只研究管束内层盘管的蓄冷、释冷运行特性,因此,在上述假设条件下,系统蓄冷、释冷运行时内层盘管土壤区域的能量方程为:

$$(\rho_s c_s) \frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial r}) + \rho_s W L \frac{\partial f_s}{\partial \tau} \quad (1)$$

式中 ρ_s 为土壤的干密度, kg/m^3 ; c_s 为土壤的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_s 为土壤的温度, $^\circ\text{C}$; τ 为运行时间; r 为距管束中心的距离, m ; λ_s 为土壤的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; W 为土壤的含水率, %; L 为水的凝结潜热, J/kg ; f_s 为固相增量。土壤的导热系数及比热容分别定义如下:

$$\lambda_s = \begin{cases} \lambda_{fr} & (t_s < t_{ms}) \\ \lambda_{fr} + \frac{\lambda_{uf} - \lambda_{fr}}{t_{ml} - t_{ms}} (t_s - t_{ms}) & (t_{ms} \leq t_s \leq t_{ml}) \\ \lambda_{uf} & (t_s > t_{ml}) \end{cases} \quad (2)$$

$$c_s = \begin{cases} c_{fr} & (t_s < t_{ms}) \\ \frac{(c_{fr} + c_{uf})}{2} & (t_{ms} \leq t_s \leq t_{ml}) \\ c_{uf} & (t_s > t_{ml}) \end{cases} \quad (3)$$

式中 λ_{fr} , λ_{uf} 分别为冻土及未冻土的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; t_{ms} , t_{ml} 分别为土壤开始冻结与解冻温度, $^\circ\text{C}$; c_{fr} , c_{uf} 分别为冻土及未冻土的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

2 土壤蓄冷、释冷系统运行特性的研究与分析

2.1 盘管材料的影响

该系统中地下埋管兼作土壤耦合热泵系统的换热器,文中对高密度聚乙烯(HDPE,导热系数 $0.517 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$)、聚氯乙烯(PVC,导热系数 $0.19 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$)和聚丁烯(PB,导热系数 $0.383 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$)3种塑料管材进行了模拟计算。计算条件如表1所示。系统运行模式为:系统前期预蓄

表1 模拟计算条件

盘管内径/mm:15	盘管外径/mm:20	管脚间距/mm:30
埋管间距/m:0.5	盘管埋深/m:50	蓄冷入口温度/ $^\circ\text{C}$:-5
释冷入口温度/ $^\circ\text{C}$:12	土壤类型:砂砾	土壤初始温度/ $^\circ\text{C}$:12
土壤含水率/%:18	管内流体雷诺数:2 400	

冷3天,而后按8h释冷、10h蓄冷、6h停机的周期正常运行。模拟计算结果如图2~4所示。

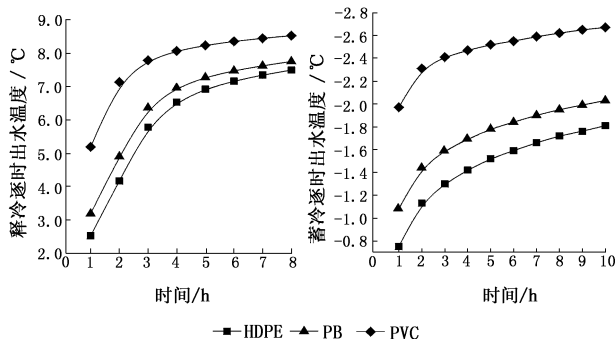


图2 系统逐时蓄冷、释冷出水温度

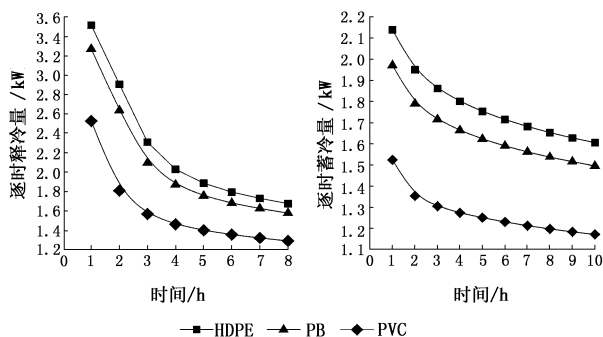


图3 系统逐时释冷、蓄冷量

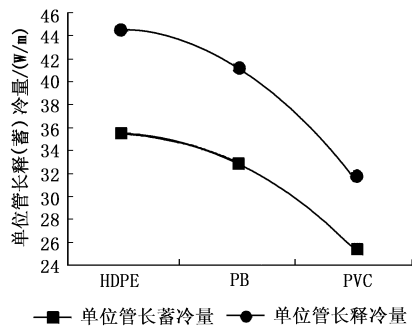


图4 日平均单位管长释冷、蓄冷量

图2~4为系统稳定运行（即日释冷率接近100%）时的释冷、蓄冷特性曲线。由图可知，相对导热系数较高的HDPE

塑料管材，在稳定运行状态下，PB、PVC管材的日蓄冷量及释冷量分别降低了7.5%和28.7%。日平均单位管长蓄冷量及释冷量分别为：HDPE管材35.6 W/m和44.6 W/m，PB管材32.9 W/m和41.3 W/m，PVC管材25.4 W/m和31.8 W/m。而释冷运行时的日逐时出水温度变化范围为：HDPE管材2.53~7.49℃，PB管材3.19~7.75℃，PVC管材5.19~8.52℃。由此可见，导热系数较高的塑料管材有利于提高系统的日蓄冷、释冷量及降低释冷运行时盘管的逐时出水温度。因此，选择导热性能较好的塑料管材有利于改善系统的性能。

2.2 土壤类型的影响

土壤是系统蓄存冷热的介质，导热系数、容积热容量及热扩散率是土壤的基本物性参数。导热系数表征土壤的导热能力，容积热容量表征土壤的蓄热能力，而热扩散率则表征土壤温度场的变化速率。图5、6分别为对系统在砂砾、亚黏土两种土壤中运行30天的模拟计算结果，计算条件同表1。土壤的物性参数见表2。

由图5、6可以看出，在系统达到稳态运行后，系统逐时释冷出水温度变化为：砂砾2.5~7.5℃，亚黏土2.4~8.0℃；日平均出水温度为：砂砾6.0℃，亚黏土6.2℃；在运行期间内亚黏土的逐

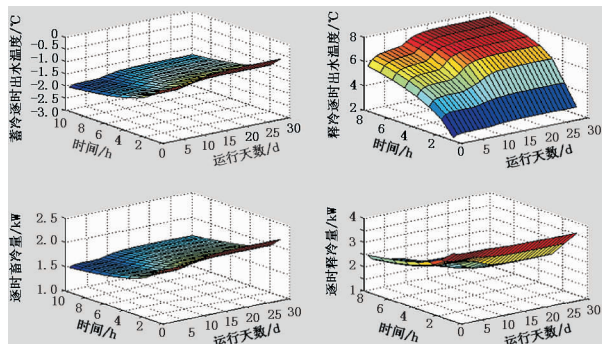


图5 土壤为砂砾时系统的运行特性曲线

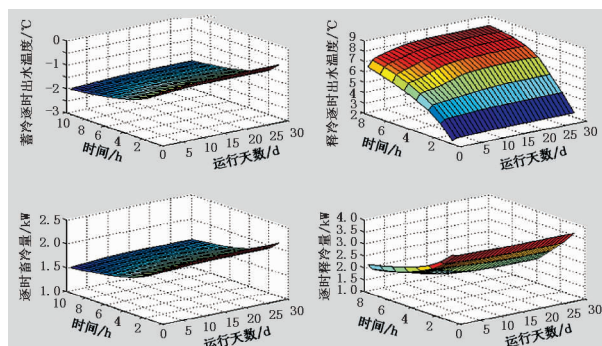


图6 土壤为亚黏土时系统的运行特性曲线

表2 土壤的物性参数^[7]

土壤类型	含水率 W /%	土壤密度 ρ_s /(kg/m ³)	导热系数 /(W/(m·℃))		比热容 /(J/(kg·℃))	
			λ_{fr}	λ_{uf}	c_{fr}	c_{uf}
砂砾	18	1 800	3.05	2.18	1 108.2	1 547.3
亚黏土	35	1 600	2.40	1.54	1 693.7	2 300.1

时蓄冷量及释冷量的变化较砂砾平缓。亚黏土的日平均单位管长蓄冷量维持在33.2~34.7 W/m，单位管长释冷量由53.9 W/m变化到43.5 W/m；而砂砾土壤的单位管长蓄冷量由32.6 W/m变化到稳态时的35.6 W/m，单位管长释冷量由58.4 W/m变化到44.6 W/m，变化幅度相对较大。这是由于土壤的含水能力、导热性能及热容量的差异所造成的。因此导热性能好、含水能力较强的土壤更适于土壤蓄冷。

2.3 土壤含水率的影响

土壤的含水率是影响土壤的蓄冷及导热能力的重要因素，也是影响土壤各物性参数的指标，土壤所含的相变潜热直接与土壤含水率有关。文中对亚黏土在不同含水率下的蓄冷、释冷运行特性进行了模拟计算，如图7~9所示。

由图7~9可见，随着土壤的含水率增大，系统的逐时蓄冷量及释冷量相应增加，同时对应各时刻

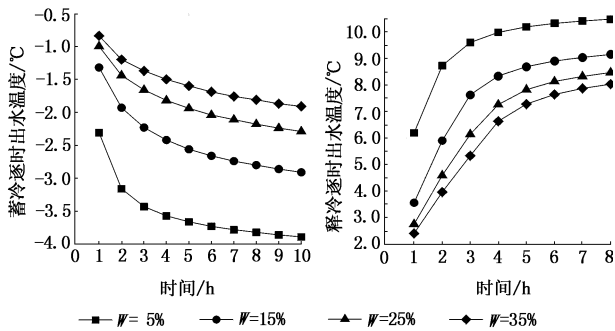


图7 系统蓄冷、释冷逐时出水温度

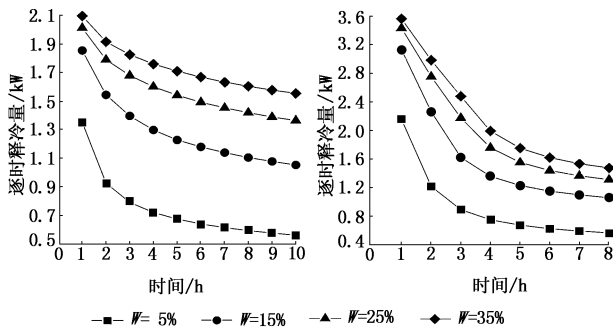


图8 系统逐时蓄冷、释冷量

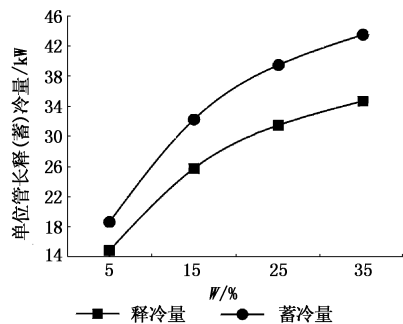


图9 日平均单位管长蓄冷、释冷量

的释冷出水温度随之降低,系统运行参数变化逐渐趋于平缓。在系统释冷运行的初始阶段,由于土壤中存在相变,释冷出水温度较低。在系统达到稳定运行状态后,对应含水率 $W=5\%$, 15% , 25% , 35% , 日逐时释冷出水温度的变化范围分别为: $6.2 \sim 10.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $3.6 \sim 9.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $2.8 \sim 8.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $2.4 \sim 8.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。相对含水率为 5% 的土壤,在含水率为 15% , 25% , 35% 时,稳定运行状况下日总蓄冷量及释冷量相应提高了 72.87% , 111.43% 和 133.01% 。由此可见土壤的含水率是影响土壤蓄冷、释冷性能的关键因素之一。因此在系统运行时,可以通过对土壤进行人工加湿的办法来改善土壤蓄冷系统的运行特性,从而获得较好的运行效果。

2.4 盘管间距的影响

盘管间距的大小直接影响换热器的换热效果及埋管的占地面积。图 10~12 为系统在不同的埋

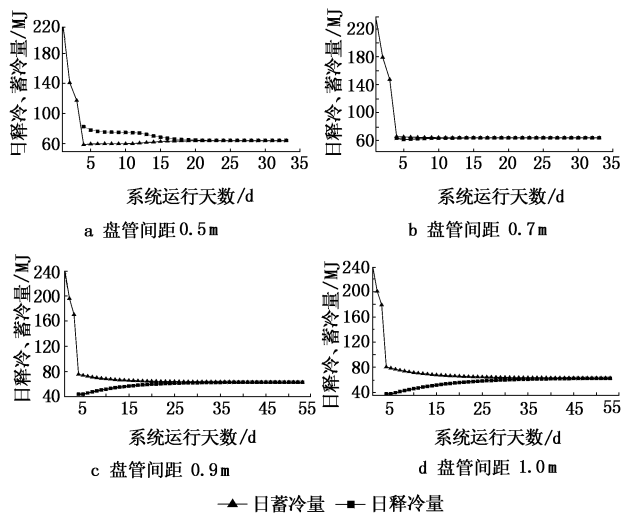


图10 系统日蓄冷、释冷量

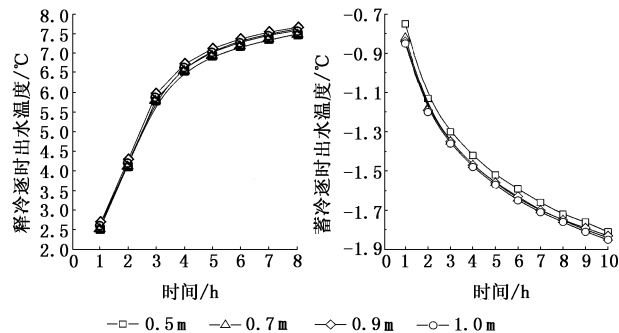


图11 系统逐时蓄冷、释冷出水温度

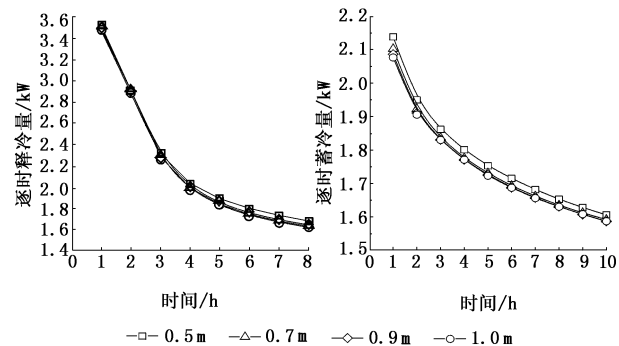


图12 系统逐时释冷、蓄冷量

管间距下的模拟计算结果。由图可知,在 3 天预蓄冷运行模式下,系统运行初期,随着盘管间距的增大,日释冷率(日释冷量与日蓄冷量的比值)由大于 1 逐渐变化到小于 1;释冷出水温度在系统运行的初期受盘管间距的影响较大,随着运行时间的延长,盘管间距的影响逐渐减小;对应各种不同的埋管间距,日蓄冷量及日释冷量逐渐趋于相等。当系统达到稳定运行状态后,其单位管长蓄冷量为 35.6 W/m ,单位管长释冷量为 44.5 W/m 。因此,从土

壤蓄冷的角度考虑,减小埋管间距有利于缩短系统达到稳定运行状态的时间,但当系统稳定运行后,间距的影响很小;而对土壤耦合热泵系统,增大埋管间距有利于土壤温度场的恢复和土壤能量的补充。因此当盘管间距较大时,对土壤蓄冷系统可采用调整土壤前期预蓄冷时间的方式来使系统释冷运行的出水温度达到空调降温除湿的温度要求。

2.5 流体入口温度的影响

图 13~16 为系统稳态运行时的特性曲线。由图可见,蓄冷温度越低,即流体入口温度 t_{in} 越低,日

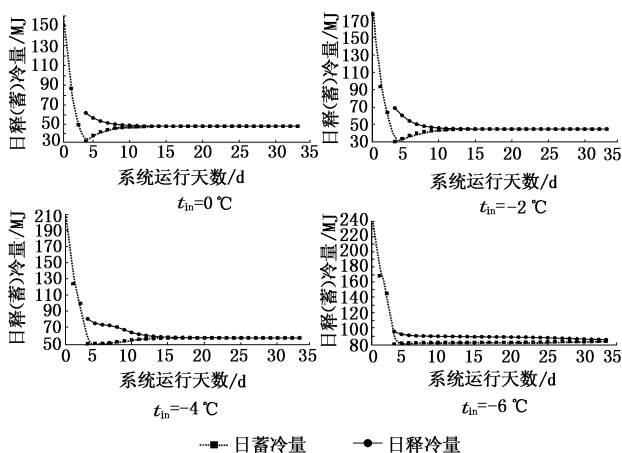


图 13 系统日蓄冷、释冷量

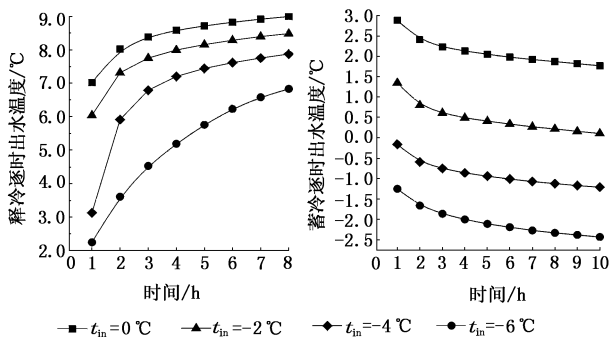


图 14 系统逐时蓄冷、释冷出水温度

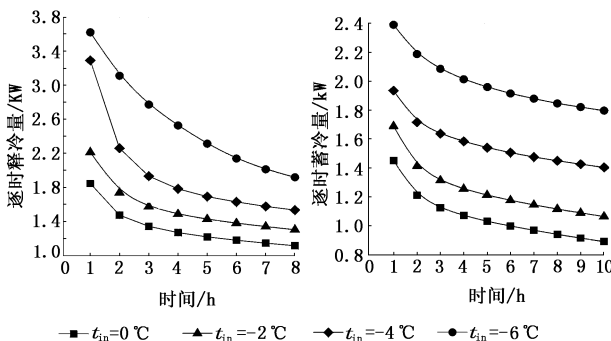


图 15 系统逐时释冷、蓄冷量

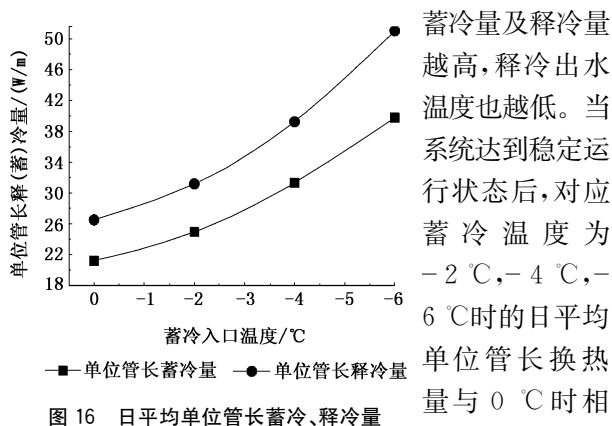


图 16 日平均单位管长蓄冷、释冷量

蓄冷量及释冷量越高,释冷出水温度也越低。当系统达到稳定运行状态后,对应蓄冷温度为 -2°C 、 -4°C 、 -6°C 时的日平均单位管长换热热量与 0°C 时相比分别提高了17.56%、48.06%和88.94%。而释冷出水温度随蓄冷温度的下降逐渐降低,并且各天逐时出水温度变化逐渐平缓。因此在系统的实际运行过程中应根据空调负荷的特点选择合适的蓄冷温度,在满足释冷出水温度及供冷量要求时,宜采用较高的蓄冷温度,以提高冷水机组的性能系数。

2.6 流体流量的影响

流体流量是影响系统运行特性的显著因素,在盘管尺寸一定的条件下,增大流体的流量,有利于增强流体与管壁间的换热,提高换热量,但换热量的增加并不完全与流体流量的增加成正比,必然导致释冷运行的出水温度升高,因此在增加换热量的同时要选择合适的流量以保证较低的释冷出水温度。笔者对雷诺数从1 200~4 500的情况进行了计算,假设释冷、蓄冷运行时的雷诺数相等,结果如图17~19所示。当流体雷诺数由层流区变化到过渡区时,盘

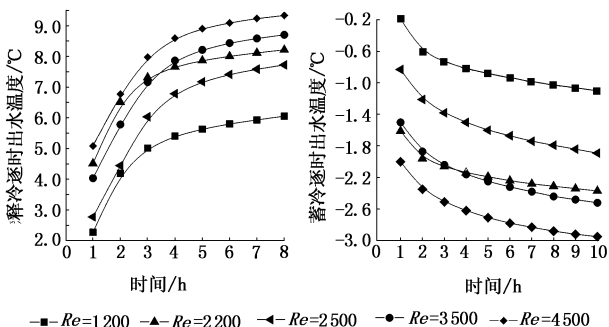


图 17 系统逐时蓄冷、释冷出水温度

管的换热量大幅提高,如雷诺数 Re 从2 200增大到2 500时,日换热量由47.4 MJ增加到65.4 MJ,增加了37.98%,而日平均释冷出水温度降低了近 1°C 。进入过渡区后,随着雷诺数的增大,盘管换热量的增幅逐渐减小,释冷出水温度逐渐升高。如雷诺数 Re 从2 500增大到3 500及从3 500增大到4 500时,盘

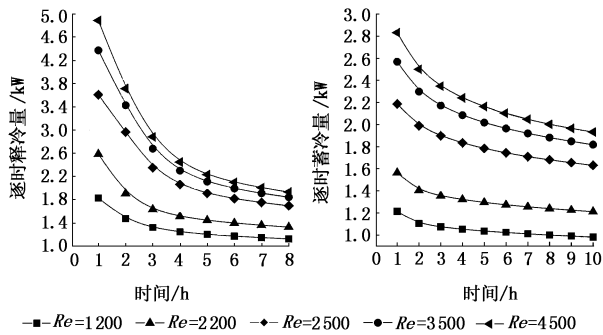


图 18 系统逐时释冷、蓄冷量

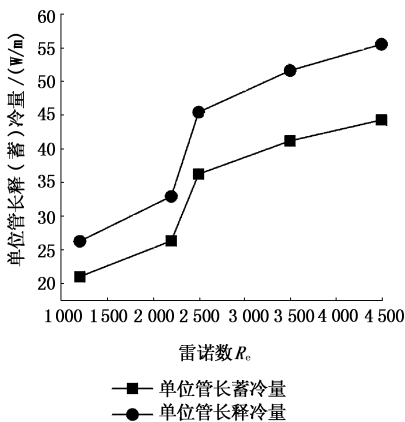


图 19 日平均单位管长蓄冷、释冷量

管的日换热量分别增加了13.62%和7.59%,日平均释冷出水温度分别升高1.1℃和0.78℃。由此可见当流体的流态达到过渡区以后,增大流量对改善盘管的换热作用已逐渐

减弱,而对应各时刻释冷出水温度随流量的增加逐渐升高。因此从计算分析可知,流体流量的确定应以保证管内流体的流态处于过渡区为宜。

系统运行特性除受上述因素的影响外,还受盘管的尺寸、土壤的初始温度、系统的预冻结时间以及系统的运行模式等因素的影响。限于篇幅,本文不一一详述。

3 结论

3.1 采用导热系数较高的管材有利于改善土壤蓄冷、释冷运行特性。

3.2 导热性能好及含水率高的土壤更宜于土壤蓄冷,如砂土和黏土的混合土等。

3.3 为保证较低的释冷出水温度,宜采用较小的盘管间距;当盘管间距较大时,可以通过延长前期预冻结时间的方式来调节系统的运行特性。

3.4 较低的蓄冷温度有利于提高系统的换热量及降低释冷出水温度。

3.5 在强化盘管换热性能的同时,为满足较低的释冷出水温度,流体的流量应以保证管内流体处于过渡区为宜。

3.6 对含水率较小的土壤,可通过对盘管周围土壤进行人工加湿的办法来改善系统的运行特性。

参考文献

- 1 殷平. 地源热泵在中国. 见:现代空调(第3辑). 北京:中国建筑工业出版社,2001. 1-8
- 2 张旭. 土壤源热泵的实验及相关基础理论研究. 见:现代空调(第3辑). 北京:中国建筑工业出版社,2001. 75-87
- 3 张旭. 土壤源热泵现状分析. <http://www.hvacnet.com.cn/service/technology/trrb.htm>
- 4 孔祥谦. 有限单元法在传热学中的应用. 第3版. 北京:科学出版社,1998. 199-205
- 5 Gu Yian, O'Neal Dennis L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tube used in ground-coupled heat pumps. In: ASHARE Trans. 1998,104(2). 347-355
- 6 Gu Yian, O'Neal Dennis L. Modeling the effect of backfills on U-tube ground coil performance. In: ASHRAE Trans. 1998,104(2). 356-365
- 7 徐学祖,徐家澄,张立新. 冻土物理学. 北京:科学出版社,2001. 87-90

(上接第25页)

最小旋涡尺寸的湍流中,一定大小的微小冰晶融化时间的方法。通过分析湍流中微小冰晶的融化过程,计算出了融化时间的上、下限值,由于该上、下限值非常接近,因而上限值或者下限值均可作为真值的估计而不会产生太大的误差。计算表明,当水的主体温度一定时,若最小旋涡尺度小于某一数值,随着最小旋涡尺度的减小,冰晶融化时间快速缩短。在过冷水连续制冰系统中,应通过增大流动的湍流程度,使最小旋涡尺度小于这一数值。当要求的融化时间一定时,水的主体水温越低,则要求的最小旋涡尺度越小。

参考文献

- 1 曲凯阳,江亿. 过冷水动态制冰的研究. 暖通空调,2001, 31(2): 1-4
- 2 Qu K Y, Jiang Y. Factors affecting the freezing of water flowing inside a circular tube. HVAC&R Research, 2001,7(3): 281-288
- 3 Heat Pump Technology Centre of Japan. Heat storage type heat pumps in Japan. 1992
- 4 稻葉英男. 氷蓄熱システムの現状とその新展開. 冷凍,1996,71(830):1346-1356
- 5 高砂熱學株式會社資料