



直接膨胀式土壤耦合热泵系统研究进展

北京工业大学 王晓涛[☆] 闫桂兰 郑 鹏 马重芳

摘要 介绍了 DX-GCHP 系统和 SL-GCHP 系统,分析了 DX-GCHP 系统的循环特点及设计时需要注意的问题,回顾和总结了 DX-GCHP 系统的发展现状和相关研究文献,展望了 DX-GCHP 系统的发展前景。

关键词 直接膨胀 地源热泵 土壤耦合热泵 研究

Direct expansion ground-coupled heat pump systems: a review

By Wang Xiaotao[★], Yan Guilan, Zheng Peng and Ma Chongfang

Abstract Presents direct expansion ground-coupled heat pump (DX-GCHP) systems and secondary loop ground-coupled heat pump (SL-GCHP) systems, analyses the circulating characteristics and the problems be cared attended in design of DX-GCHP systems, summarizes present development conditions and related research literatures, and gives out the development prospects of DX-GCHP systems.

Keywords direct expansion, ground-source heat pump, ground-coupled heat pump, study

★ Beijing University of Technology, Beijing, China

①

0 引言

地源热泵(ground-source heat pump, GSHP)系统是目前世界上应用最广泛的绿色暖通空调系统之一,据估计目前世界上已经安装了地源热泵系统 110 万套以上^[1]。美国供暖空调制冷工程师协会(ASHRAE)将 GSHP 系统分为土壤耦合热泵(ground-coupled heat pump, GCHP)、地下水热泵(ground water heat pump, GWHP)和地表水热泵(surface water heat pump, SWHP)系统^[2]。我国国家标准《地源热泵系统工程技术规范》(GB 50366—2005)中地源热泵系统的分类和 ASHRAE 的基本相同^[3]。GCHP 系统的地埋管换热系统(ground heat exchanger system, GHES)根据是否存在中间传热介质(通常是水或添加防冻液的水溶液)可分为第二环路土壤耦合热泵(secondary loop ground-coupled heat pump, SL-GCHP)系统和直接膨胀式土壤耦合热泵(direct

expansion ground-coupled heat pump, DX-GCHP)系统。

在 SL-GCHP 系统中,岩土先与地埋管换热器(通常是聚乙烯管)内循环水泵驱动的中间传热介质进行热量交换,向中间传热介质放热或吸热,然后中间传热介质再通过热泵机组内的中间换热器和压缩机驱动的制冷剂进行热量交换,实现供暖和制冷循环,如图 1 所示。DX-GCHP 系统热泵机组内的中间换热器和地埋管换热器(通常是铜制盘管)合为一体,岩土直接通过地埋管换热器向压缩机驱动的制冷剂放热或吸热,图 2 是一个竖直钻孔(钻孔深度通常为 30~60 m)的 U 形埋地铜管 DX-

①☆ 王晓涛,男,1978 年 4 月生,在读博士研究生
100022 北京工业大学传热强化与过程节能教育部重点实验室
(010) 67391612-8213
E-mail: wangxiaotao@emails.bjut.edu.cn
收稿日期:2006-11-14
修回日期:2007-10-11

GCHP 系统的示意图。

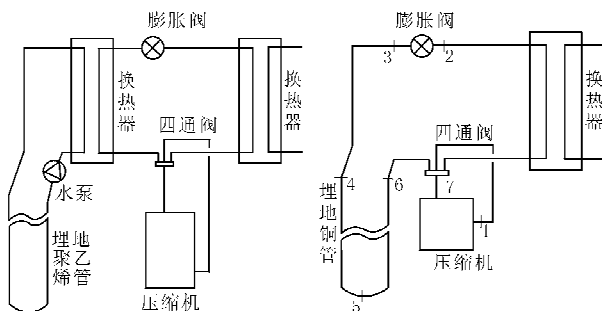


图 1 第二环路系统示意图

图 2 直接膨胀式系统示意图

1 DX-GCHP 系统循环特点和设计

1.1 系统类型及其优缺点

DX-GCHP 系统根据埋地铜管的敷设形式可分为水平布置式和竖直布置式。水平布置埋地铜管方式因单位管长换热效率低而需要较大的土地面积,此外埋地铜管传热性能不稳定,受季节、雨水、敷设深度的影响较大。竖直布置的埋地铜管有套管式和 U 形管式两种,套管式布置因管内制冷剂易和套环内的制冷剂形成热短路,其工作效率比 U 形管式低。

与 SL-GCHP 系统相比,DX-GCHP 系统少了中间换热器和循环水泵,没有中间换热损失和循环水泵功耗,因而系统效率高,系统的制热季节性能系数 $HSPF$ 可达 $4.0 \sim 5.0$ ^[4];由于铜的导热系数高于聚乙烯数十倍以上,管内制冷剂流速大于 SL-GCHP 系统内水的流速,管内制冷剂和周围土壤传热温差大,因此单位地下钻孔深度的换热率 (W/m) 要高于 SL-GCHP 系统,所需的钻孔深度要小于 SL-GCHP 系统,即所需的占地面积要小一些。总体上分析,土壤热阻在 GCHP 系统埋地换热器总热阻中占大部分,埋地盘管材料、外表面、管内流速引起的热阻占小部分,但减小后者也有助于提高地埋管的效率。此外,省去水-水中间换热器、中间换热环路、水泵及其辅助部件后,DX-GCHP 系统显得更为简单。

当然,任何一项技术都不可能没有缺点,DX-GCHP 系统也一样,它存在地下铜管腐蚀和泄漏问题,由于其地下盘管的内部容积大于 SL-GCHP 系统,因此制冷剂的充注量相应也多一些。

1.2 DX-GCHP 系统循环及运行特点

竖直钻孔的 U 形埋地铜管 DX-GCHP 系统制热运行的实际循环过程如图 3 所示(各状态点对应

图 2)。U 形埋地铜管作为系统蒸发器时的工作过程是:来自膨胀阀出口的处于一定压力、干度、温度下的制冷剂两相混合物(状态 3)先进入水平埋地铜管中,受压力略微降低和制冷剂蒸发的影响,干度提高(状态 4);而后进入竖直埋地铜管下降段,吸收岩土的热量,受重力作用,制冷剂两相混合物压力逐渐升高,导致蒸发温度逐渐升高,制冷剂蒸发(状态 5);在竖直埋地铜管上升段,制冷剂两相混合物压力随着高度增加快速降低,蒸发温度随之快速降低,吸收岩土的热量后蒸发到过热状态(状态 6)。系统制冷运行时埋地铜管作为 DX-GCHP 系统的冷凝器,管内制冷剂冷凝温度和压力也发生相应变化,如图 4 所示。

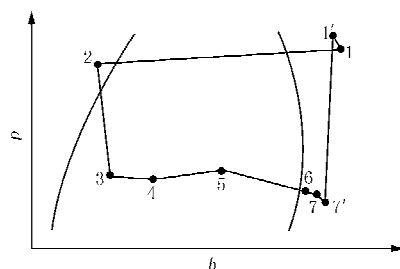


图 3 竖直 U 形铜管 DX-GCHP 系统制热循环

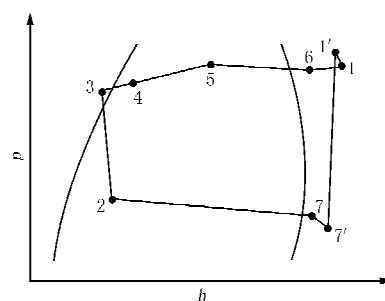


图 4 竖直 U 形铜管 DX-GCHP 系统制冷循环

从以上分析不难看出,DX-GCHP 系统和 SL-GCHP 系统在结构上有不同点,表现为 DX-GCHP 系统的地下铜管换热器较长,管内制冷剂和岩土之间的传热温差大于 SL-GCHP 系统,蒸发和冷凝温度变化情况也存在差异,因此地埋铜管换热器的设计和结构应该相应进行改进和优化,以实现其高效、节能、可靠的特点。在这里将需要注意的主要问题总结如下。

1.2.1 地埋管的防腐和制冷剂防泄漏

可靠性是任何一项技术需首先关注的问题。埋地铜管的制冷剂和润滑油若泄漏到土壤中,势必造成地下水和土壤的污染。因此,如何防止埋地铜

管腐蚀以及制冷剂和润滑油泄漏是系统可靠运行的关键问题。

1.2.2 压缩机回油

DX-GCHP 系统制热运行时,从压缩机排气口到冷凝器这段管路中流动的是高温、高压、高速的制冷剂气体,此时润滑油呈雾状,两者能很好地混合在一起,所以在这段管路中存积的润滑油很少。在冷凝器中,高温、高压的气体被逐渐冷凝成高温液体,润滑油也冷凝成液态并全部溶于制冷剂,因此从冷凝器到埋地盘管的这段管路中积存的润滑油也很少。液态制冷剂在埋地盘中蒸发成低温、低压气体,而大部分润滑油仍然是液态,从过热区开始,润滑油和制冷剂分离,制冷剂气体低速流动,润滑油流动阻力很大,因此这段管路中会积存大量的润滑油。随着运行时间的增加,系统中的润滑油越积越多,压缩机会因为缺油而损坏。

1.2.3 制冷运行时的启动问题

当 DX-GCHP 系统夏季制冷运行时,埋地铜管内的制冷剂将冷凝成液体,并且大部分滞留在铜管内,造成系统内高低压侧压力差过大,压缩机吸气口的压力过低,压缩机低压保护从而使系统无法工作。

1.2.4 制冷剂的流量控制

DX-GCHP 系统埋地铜管管路较长(通常超过 60 m),在制热运行时,传统的热力膨胀阀对埋地盘管出口过热度变化的响应延迟时间较长,超过 30 s,从而引起系统的振荡和不稳定。DX-GCHP 系统制热运行时,埋地盘管出口处的过热蒸气先把热量传给感温包外壳(感温包外壳具有较大的热惰性),感温包外壳再把热量传给感温介质,这导致了进一步的延迟。延迟的结果会导致热力膨胀阀交替地开大或关小,产生振荡现象。当膨胀阀开得过大时,蒸发器出口过热度偏低,吸气压力上升;当膨胀阀开得过小时,蒸发器供液不足,吸气压力降低。这对整个系统的经济性和安全性都会产生不利影响。

1.2.5 埋地铜管换热器的设计及传热

水平铜管内从进口到出口制冷剂压力逐渐下降,其对应的蒸发或冷凝温度也相应逐渐下降。而竖直 U 形铜管作为蒸发器时需要考虑在重力作用下,制冷剂两相混合物压力升高,其对应的蒸发温度也升高且高于周围岩土温度时会导致制冷剂不

蒸发的情况;上升段的设计则需要保证制冷剂的流速以确保系统回油。竖直 U 形铜管作为冷凝器时其上升段的流动阻力比较大,因为在上升段制冷剂两相混合物干度越来越小,密度越来越大,制冷剂重力引起的静压降较大。地下铜管的制冷剂两相流的传热与能量交换比较复杂,需要深入进行理论和实验研究。

2 国内外 DX-GCHP 系统的发展历史与现状

由于存在埋管夏季制冷运行时的系统启动问题,早期(1970 年以前)的 DX-GCHP 系统几乎只用于冬季供热。1970 年以后由于聚乙烯和聚丙烯埋地盘管材料的出现和发展,解决了埋地盘管的泄漏和腐蚀问题,运用中间换热器和中间传热介质的,既能实现冬季供暖、也能实现夏季制冷的 SL-GCHP 系统得到了迅速的发展。目前世界上安装的 GCHP 系统基本上全是 SL-GCHP 系统,DX-GCHP 系统安装数量极少。究其原因,一方面是国内外学者大都致力于 SL-GCHP 系统的研究和开发,对 DX-GCHP 系统的研究关注较少因而技术不够成熟,国际上大型的专业热泵公司一般都专注于研究 SL-GCHP 系统。另一方面从事 DX-GCHP 系统研究的大多是一些小型公司,开发出来的产品良莠不齐,要么不可靠,要么不能达到理想的高效率,而且大多是水平埋管式系统,DX-GCHP 系统的效率优势不能得到充分发挥,因而用户在选择热泵系统时不能接受 DX-GCHP 系统,而选择技术更成熟、更可靠的 SL-GCHP 系统。

然而随着技术的进步和新技术的出现,一些学者重新对 DX-GCHP 系统的设计应用关注起来。Mei 的研究表明,只有在当地土壤和地下水含有较高成分的氧化物时,才会缓慢出现 DX-GCHP 系统铜管腐蚀的情况^[5]。DX-GCHP 系统夏季的启动问题可以用两个方法解决,一种是采用较浅的钻孔,另外一种是在充注较多的制冷剂并在系统中增加储液器。目前美国和加拿大只有一些小型公司生产安装 DX-GCHP 系统,安装数量极少。欧洲的奥地利国内 60% 的热泵系统是 DX-GCHP 系统,水平埋管式居多。我国目前还没有学者或企业进行过 DX-GCHP 系统的相关研究和开发。

3 DX-GCHP 系统研究文献概述

早期的 GCHP 系统研究者深知埋地盘管的性能和土壤的热物性紧密相关。早期(1970 年以前)

的 DX-GCHP 系统几乎只用于冬季供热, Ingersoll 等人采用线热源模型用于埋地盘管的设计^[6]。Freund 等人研究了 DX-GCHP 系统埋地盘管对土壤的热影响半径,认为其通常不会超过 0.92 m,此外,还提出了夏季运行时 DX-GCHP 系统需要充注较多的制冷剂,否则压缩机不能正常运行的观点^[7]。Coogan 提出了土壤冻结释放的潜热占埋地盘管的总吸热量的比例相对较小,而土壤冻结后导热系数增大使埋地盘管的吸热能力提高较大,地埋管管径较小时要优于管径较大时,埋管管径的优化值在 1.27~1.91 cm 之间的观点^[8]。

Galiyano 在其专利中提出用将埋地铜管作为阴极的牺牲阳极法防止地下铜管的腐蚀^[9]。美国 ECR 公司采用含 90% 铜和 10% 镍的白铜管作为埋地盘管,自 1980 年第一套 DX-GCHP 系统安装使用以来,未发生过埋地盘管泄漏和钻孔报废的情况。奥地利的 DX-GCHP 系统埋地盘管采用在普通铜盘管外部覆一层较薄的塑料管的方法也得到了较好的防腐效果^[4],但埋地盘管的换热效率会有所降低。

Mei 提出在同一钻孔内使用两套不同长度和外径的铜盘管,较长且外径较大的铜盘管用于冬季供暖,较短且外径较小的铜盘管用于夏季制冷,如图 5 所示^[5]。这种设计思路满足了不同运行模式下制

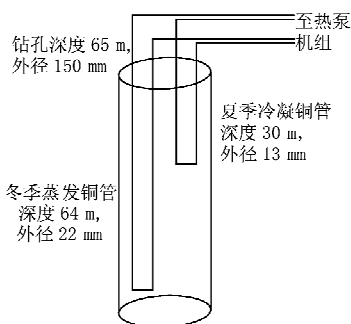


图 5 同一钻孔内使用两套不同盘管的 DX-GCHP 系统

冷剂流速变化的需求,解决了夏季压缩机吸气压力过低而无法运行的问题,其缺点是安装成本较高和两套盘管切换时易使制冷剂损耗从而导致系统制热量和制冷量下降。

还有一种设计思路是加大制冷剂充注量,同时系统中增加较大的储液器,用于冬季运行时储存剩余的制冷剂,夏季运行时多余的制冷剂在埋地铜管内冷凝,从而压缩机有足够的压力使系统能够较好地运行,其缺点是制冷剂充注量太大,往往是相同容量的传统 SL-GCHP 系统的 3 倍以上^①。

Safemazandaranid 在压缩机排气口安装了高

效率的油分离器,使大部分润滑油在排出压缩机后即被分离出来,分离出来的润滑油存储在油分离器的底部,当油层达到一定高度的时候,控制阀门打开,利用高低压侧的压差,通过旁通管把润滑油送回压缩机^[10]。这种方法是解决回油问题的最常用办法,目前在多联机空调系统和直接膨胀太阳能辅助热泵系统中应用得十分广泛。另一种办法是使用管径较小的埋地铜管,确保制冷剂有足够大的流速,以实现顺利回油。Hart 提出了埋地盘管分段采用外径分别为 9.525 mm, 12.700 mm 和 15.875 mm 的铜管可保证回油的观点^[11]。Halozan 认为 DX-GCHP 系统埋地盘管作为蒸发器使用时,水平埋管出口制冷剂的流速需保证在 5 m/s 以上,竖直埋管出口制冷剂的流速需保证在 7 m/s 以上^[4]。

Halozan 提出采用毛细管或者基于过冷度调节的膨胀阀解决系统的振荡和不稳定问题^[4],系统图见图 6,毛细管调节的实质也是过冷度调节。

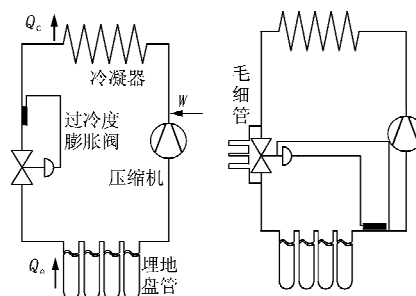


图 6 采用过冷度膨胀阀和毛细管调节的 DX-GCHP 系统

美国某公司设计了一种响应冷凝器出口过冷度的漂浮式膨胀阀(float expansion valve)^[12],并将其应用于 DX-GCHP 系统中,见图 7。这种漂浮式膨胀阀有一个制冷剂蒸气排出口,它可以提高供液能力从而最大限度地减少冷凝器中滞留的制冷剂液体。在 DX-GCHP 系统冬季运行时可实现过冷度调节,可最大限度地排出地下盘管中滞留的冷凝液体,从而在一定程度上解决 DX-GCHP 系统的夏季启动问题。笔者认为此装置经进一步实验研究并进一步细化设计后将具有推广的价值。随着电子膨胀阀技术的发展和成熟应用,未来 DX-GCHP 系统可使用电子膨胀阀进行流量控制以解决节流的振荡和不稳定问题。

Mei 将 2 套直径 6 mm 的竖直 U 形铜管并联

① Maritime Geothermal Ltd. Installation manual of high efficiency direct expansion geothermal heat pumps, 2000

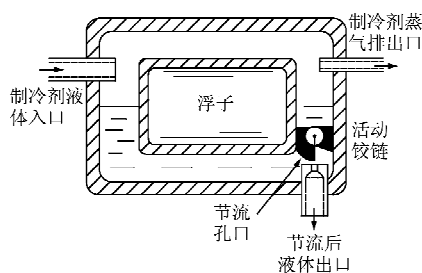


图 7 漂浮式膨胀阀

插入 2 个管径较大、充满水、高度为 4.6 m 的聚乙烯管道，恒温水自聚乙烯管道上部流入、底部流出，以此来模拟土壤的换热环境。制冷量为 2.5 kW、制冷剂为 R22 的 DX 热泵机组由传统的水源热泵机组改造而成，机组内加储液器并直接和 U 形铜管换热器连接，压缩机出口加热气旁通调节阀。进行 DX-GCHP 系统制冷、制热实验和测试的结果为：制冷运行时，维持聚乙烯管道进水温度在 17.0~25.2℃ 之间，调节进入聚乙烯管道的水流量使机组达到稳定运行状态（DX 热泵机组室内侧水/制冷剂换热器回水温度控制在 16.7~18.3℃），此时 U 形铜管换热器平均单位井深放热率为 196~185 W/m，R22 在 U 形铜管内的压降稳定在 69~76 kPa 之间；制热运行时，维持聚乙烯管道底部出水温度在 7.2~16.1℃ 之间（用来模拟冬季运行时土壤温度），调节进入聚乙烯管道的水流量使机组达到稳定运行状态（DX 热泵机组室内侧水/制冷剂换热器回水温度控制在 $(32.2 \pm 0.6)^\circ\text{C}$ ），此时 U 形铜管换热器平均单位井深吸热率为 115~154 W/m，R22 在 U 形铜管内的压降稳定在 14~35 kPa 之间。实验和测试表明，无论是在制冷还是在制热运行状态下，不会出现压缩机回油恶化和启动困难的问题，U 形铜管的单位井深换热率是 SL-GCHP 系统竖直埋管单位井深换热率的 2 倍甚至 3 倍以上，这就意味着 DX-GCHP 埋地铜管的长度可以是 SL-GCHP 系统竖直埋管长度的 1/2 甚至 1/3，可大大减少埋地换热器的占地面积、钻孔深度和钻孔成本。此外 DX-GCHP 系统还比 SL-GCHP 系统少了中间换热器和循环水泵，说明 DX-GCHP 系统不仅效率高而且经济上也是十分可行的^[5]。

Johnson 在 1996 到 1998 年分别对 2 套 DX-GCHP 系统进行了冬季制热和夏季制冷试验^[13]。第一套 DX-GCHP 系统采用 15 个直径为 6 mm、

长度为 30.5 m 的水平埋地铜管，埋在 12 m×10.6 m×1.4 m 的深坑中，系统充注 7.25 kg R22，热泵机组制冷量为 8.79 kW。第二套 DX-GCHP 系统采用 5 套长度均为 53 m 的螺旋状铜管（螺距 0.11 m）缠绕于 5 个直径为 0.85 m、长 3 m 的空心不锈钢柱体外侧，埋于 4 m 深、直径 0.9 m 的钻孔中，系统充注 5.9 kg R22，热泵机组制冷量为 5.28 kW。

2 套系统全部采用质量分数分别为：水泥 1.3%、干灰 13.4%、混凝土 74.2% 和水 11.1% 的湿式回填料，回填料的导热系数为 1.2 W/(m·K)，并在土壤中敷设洒水管以保持土壤的湿度。水平埋地盘管由于热膨胀易和周围回填料之间形成空气隙（夏季尤为明显），从而降低换热效率^[11]，而位于地下水位线以下的竖直埋地铜管则不存在这个问题。2 套系统采用的湿式回填料可以防止土壤空气隙的产生从而提高 DX-GCHP 系统埋地铜管的换热效率。第一套 DX-GCHP 系统的制热季节 COP 在 3.56~3.67 之间，制冷季节 COP 在 2.78~2.82 之间。第二套 DX-GCHP 系统的制热季节 COP 在 2.85~3.05 之间，制冷季节 COP 在 2.68~2.89 之间。后者能效比低于前者主要是由于第二套系统埋地换热器长度不够。这种螺旋状盘管是一种值得推广的埋地铜管换热器敷设方式。

Presetschnik 2003 年 10 月至 2004 年 9 月对一套安装在供暖面积 170 m² 的单户住宅内的制热量为 9 kW 的水平埋管单供暖 DX-GCHP 系统进行了完整的性能监测。在最冷月份 2004 年 1 月（室外平均温度达 -16℃），室内温度控制在 22℃ 时整月总需热量为 3 400 kWh，末端采用地板供暖、供水温度为 35℃ 时整个系统的耗电量为 790 kWh，从而其制热季节性能系数 HSPF 可达 4.3^[14]。

4 ARI Standard 870 DX 热泵机组标准

美国空调和制冷学会（American Air-Conditioning and Refrigeration Institute, ARI）1999 年颁布了他们编制的第一版 DX 热泵机组的标准。随后经过修改在 2001 年又颁布了第二版标准《Standard for direct geo-exchange heat pumps》（ARI Standard 870—2001）^[15]（以下简称《标准》），是目前国际上唯一的有关 DX 热泵机组检测的标准。在 2000 年还颁布了一个和标准配套的认证程

序操作手册《Certification program for direct geoechange heat pumps》(ARI OM 870—2000)^[16](以下简称《认证程序》)。《标准》将 DX 热泵机组分为分体式带室内风机和分体式不带室内风机两类。《标准》提出用浸入式换热器法(immersed heat exchanger method)和美国暖通空调制冷工程师协会标准 ANSI/ASHRAE Standard 37 规定的空气焓差法(air enthalpy method)同步进行 DX 热泵机组标准工况、最大运行工况、低温启动和运行工况下的性能测试。浸入式换热器性能测试方法测试系统示意图见图 8。该测试系统中数个 DX 热泵机组埋地盘管换热器(包括和机组相连的分液器等)成螺旋状固定,完全

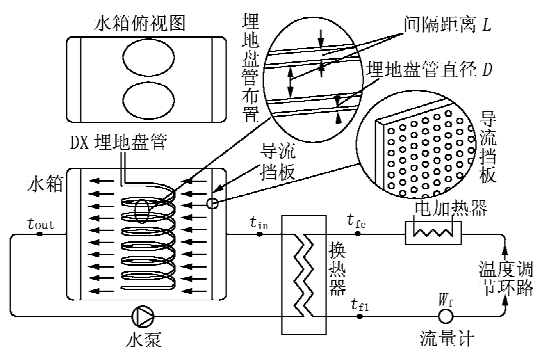


图 8 浸入式换热器性能测试系统图

浸入绝热水箱内,各盘管的最小间隔大于盘管的外径且水箱内没有任何非金属部件,水箱内和温度调节回路内的测试流体为水和质量分数为 15%的甲醇混合而成的防冻液。水箱内流体和装有电加热器的温度调节回路内的流体通过中间换热器进行热量交换,电加热器用来调整水箱内流体的温度从而精确控制工况条件,水箱内流体的温度按出入口温度的算术平均值计算。DX 热泵机组标准工况下的制冷量和制热量用式(1),(2)计算,计算时用水泵耗电功率代替绝热水箱内流体的得热率,因而规定绝热水箱内流体的最大流速不得超过 1.3 mm/s。

$$q_{\text{too}} = w_f c_{pf} (t_{\text{fl}} - t_{\text{fe}}) - E_t + L_{\text{ac}} - q_{\text{pc}} \quad (1)$$

$$q_{\text{tho}} = w_f c_{pf} (t_{\text{fe}} - t_{\text{fl}}) + E_t + L_{\text{ah}} + q_{\text{ph}} \quad (2)$$

式(1),(2)中 q_{too} 为 DX 热泵机组的制冷量, W; q_{tho} 为 DX 热泵机组的制热量, W; w_f 为温度调节回路内流体的质量流量, kg/s; c_{pf} 为水箱内流体的比热容, J/(kg·°C); t_{fl} 为调节换热器内流体的出口温度, °C; t_{fe} 为调节换热器内流体的入口温度, °C;

E_t 为 DX 热泵机组的总耗电功率, W; L_{ac} 为制冷时绝热水箱内流体环路的热损失, W; L_{ah} 为制热时绝热水箱内流体环路的热损失, W; q_{pc} 为制冷时水泵耗电功率, W; q_{ph} 为制热时水泵耗电功率, W。

Johnson 采用《标准》规定的方法对两套系统进行了性能测试^[13],得到了机组的 COP,见表 1,表中土壤温度采用埋地铜管所在土壤附近 6 个温度测点的算术平均值。

表 1 依据 ARI《标准》的测试结果

	制热运行		制冷运行	
	土壤温度/°C	COP	土壤温度/°C	COP
机组 1	14	4.1	14	4.4
	9	3.6	32	3.7
机组 2	8	3.4	20	4.0
	0	3.2	33	2.7

从表 1 可以看出,制热时随着土壤热源温度的降低,系统的 COP 下降,土壤温度最低(0 °C)时系统的 COP 为 3.2。反之,制冷时随着土壤热源温度的升高,系统的 COP 也随之下降,土壤温度最高(33 °C)时系统的 COP 为 2.7。ARI《标准》和《认证程序》的颁布实施有效地保证和促进了制造商开发、生产更可靠、高效的 DX-GCHP 机组,提高了消费者和制造商对 DX-GCHP 系统的信心,有助于提高 DX-GCHP 系统占整个 GCHP 系统的市场份额。

5 发展前景和展望

早期由于人们无法解决 DX-GCHP 系统制冷运行的启动问题,加上对泄漏和腐蚀问题的担心,因此绕道走采用聚乙烯管道和中间传热工质的技术路线,中间换热损失、中间传热工质的水化学问题、水泵耗电降低系统效率的问题随之产生。人们对于 DX-GCHP 系统的主要担心就是系统充注量的增大和泄漏问题,相信随着环保制冷剂技术的发展,DX-GCHP 系统会有进一步的发展。

5.1 制冷剂

制冷剂的替代是整个制冷空调行业所面临的共同问题。目前美国、日本和欧洲的一些国家的制冷空调设备制造厂商都根据 R410A 的热力学特性,对以 R22 为制冷剂的机组进行了优化设计,目前 R410A 以其优良的传热性能而成为住宅和商用热泵系统中 R22 的主要替代物。但 R410A 系统需要的运行压力较高,且 GWP 也较高,因此只能是一种过渡性替代物。碳氢化合物 R600(丁烷)、

R600a(异丁烷)、R290(丙烷)在保证安全性的前提下也具有十分好的前景,尤其是 R290,它可以直接替代(drop in)R22 而不需要改动机组结构,目前已有奥地利的公司开发出以 R290 为工质的 DX-GCHP 系统。

5.2 埋地盘管结构设计

前人的实验研究已经证明竖直钻孔 U 形埋管目前来说是最节省土地面积、性能最好的 DX-GCHP 系统换热管之一。DX-GCHP 系统虽然在节能和效率上存在明显优势,但要和 SL-GCHP 系统竞争并取得进一步发展,应以追求零泄漏、最小充注量为目标进行系统结构的设计和改进,最主要的部分就是埋地盘管结构的紧凑化。埋地铜管中不能有任何的机械连接部件,制冷剂质量流量,埋地铜管的直径、长度,回填材料等对埋地盘管的能效和系统性能有重要的影响,特定系统的设计存在某些优化值,需要进一步对埋地铜管两相流动沸腾和冷凝换热进行实验和理论研究。回填材料的特性对埋地 U 形盘管性能有重要的影响:第一,它能增强埋管和周围岩土的热交换;第二,它能保护埋地铜管;第三,它能防止地面水通过钻孔向地下渗透,避免了地下水以及各个蓄水层之间的交叉污染。Allan 等人采用水泥基回填材料(水泥、石英砂、膨润土、水、减水剂等的混合物),其导热系数可达 $2.16 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,是一种理想的回填材料,可以用于岩土干燥的地区^[17]。

5.3 系统部件

高效的变速压缩机可以根据负荷变化进行能量调节;电子膨胀阀可精确、快速地调节埋地盘管较长的 DX-GCHP 系统的制冷剂流量;微型通道和钎焊板式换热器可以大大提高换热效率;储液器可用来平衡 DX 机组工况变化或能量调节时的制冷剂量;高效油分离器和较小直径的埋地盘管结合可以解决回油问题;热气旁通调节阀可以解决制冷运行的启动问题;制冷剂分配器可以平衡地分配进入各地下盘管的制冷剂质量流量;电磁阀可根据工况变化控制地埋管换热器并联运行时的开启和关闭。这些蒸汽压缩式热泵系统主要和辅助部件技术的日益成熟和低成本化将为设计高能效、零泄漏、最小充注量的 DX-GCHP 系统提供良好的支撑。

5.4 系统的规模及形式

从目前的发展情况来看,欧美一些公司开发的 DX-GCHP 系统的制热量普遍小于 20 kW ,是典型的“一户一机”的小型户式集中空调,DX-GCHP 系统要实现中大型化,需要进一步解决埋地盘管的紧凑化问题以最大限度地减少系统制冷剂充注量。奥地利和美国的某些公司的 DX 热泵机组室内部分和室外埋地铜管在工厂内已经规范化生产和包装,机组室内部分充注好了需要的制冷剂,可在安装地点与室外埋管直接连接。户式集中空调的末端系统美国主要采用风管系统,日本采用 VRF 系统,奥地利采用地板或墙壁辐射系统,而我国主要采用风机盘管水系统的技术路线,这要根据各国国情进行选择 and 评估。

6 结语

蒸汽压缩循环直接式系统和间接式系统各有优缺点,直接式系统效率高、季节能效比高,但需要的充注量较多,间接式系统需要的充注量较少,但效率低且有输送中间传热工质的水泵耗功。两种系统之间的竞争从来未停止过,在各个国家的发展情况也不同,在日本和奥地利直接式系统占主流,在美国和其他国家目前来看间接式系统似乎是主流,但直接膨胀太阳能辅助热泵系统目前也是热泵领域研究的热点之一。

本文分析了 DX-GCHP 系统的循环特点以及一些设计问题,总结了国内外学者的研究成果,以期为此项技术的进一步发展提供有益的启示。

参考文献:

- [1] Spitler J D. Ground-source heat pump system research—past, present, and future[J]. HVAC&R Research, 2005, 11(2):165–167
- [2] ASHRAE. ASHRAE handbook—applications[M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 1995
- [3] 中国建筑科学研究院. GB 50366—2005 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2005
- [4] Halozan H. Direct-expansion ground-coupled heat pumps [J]. IEA HPC Newsletter, 2005, 23(4):30–32
- [5] Mei V C. Experimental analysis of direct-expansion ground-coupled heat pump systems [G]// ASHRAE Trans, 1990, 96(2): 821–828
- [6] Ingersoll L R, Plass H J. Theory of the ground pipe

- heat source for the heat pump [G] // ASHRAE Trans, 1948, 54(1): 216-219
- [7] Freund E A, Whitlow G S. Earth source heat pumps; characteristics, design, and operation[J]. Jan AIEE Journal, 1959, 59(7): 540-551
- [8] Jr Coogan C H. Heat transfer rate[J]. Mechanical Engineering, 1949, 71(6): 495-498
- [9] Galiyano M P. Modular tube bundle heat exchanger and geothermal heat pump system; United States, 5224357[P]. 1993-07-06
- [10] Safemazandarani Paykan. Experimental analysis and mathematical modelling of a direct expansion ground-coupled heat pump system[D]. Dissertation; North Carolina State University, 1988
- [11] Hart D P. Heat pump system; United States, 5038580[P]. 1991-08-13
- [12] Cochran R W. Heat pump apparatus and related methods providing enhanced refrigerant flow control; United States, 5771700[P]. 1998-06-30
- [13] Johnson W S. Field tests of two residential direct exchange geothermal heat pumps [G] // ASHRAE Trans, 2002, 108(2): 99-106
- [14] Presetschnik A, Huber H. Evaluation of the calculation approach for direct expansion heat pumps [C] // 8th International Heat Pump Conference. Las Vegas, 2005
- [15] Air Conditioning and Refrigeration Institute. Standard for direct geoechange heat pumps [S]. USA, 2001
- [16] Air Conditioning and Refrigeration Institute. ARI OM 870-2000 Certification program for direct geoechange heat pumps[S]. USA, 2001
- [17] Allan M L, Kavanaugh S P. Thermal conductivity of cementations grouts and impact on heat exchanger length design for ground source heat pumps [J]. HVAC & R Research, 1999, 5(2): 87-98

· 简讯 ·

第 19 届《蒙特利尔议定书》缔约方大会关于加速淘汰氢氯氟烃(HCFC)的规定

最近 <http://ozone.unep.org/> 网站发布了未经校订、提前公布的第 19 届《蒙特利尔议定书》缔约方大会通过的关于耗损臭氧层物质所采纳的决定,其中与制冷空调行业紧密相关的加速淘汰氢氯氟烃(HCFC)的生产与消费的条款内容如下:

1) 第 5 条款缔约方(指发展中国家,下同)HCFC 的消费量与生产量分别选择 2009 年与 2010 年的平均水平作为基准线,在 2013 年把消费量与生产量冻结在该基准线上。

2) 第 2 条款缔约方(指发达国家,下同)到 2010 年削减 75%,到 2015 年削减 90%,在 2020 年完成生产量与消费量的加速淘汰,但在 2020—2030 年期间允许有 0.5%的生产量供维修用(其必要性到 2015 年再研究)。

3) 第 5 条款缔约方到 2015 年削减 10%,到 2020 年削减 35%,到 2025 年削减 67.5%,在 2030 年前完成生产量与消费量的逐步淘汰,但在 2030—2040 年期间允许有平均每年 2.5%的生产量供维修用(其必要性可到 2025 年再研究)。

4) 为执行《蒙特利尔议定书》即将进行的修订,同意通过多边基金获得稳定与充足的资金,以满足第 5 条款缔约方遵守上面的加快淘汰进度所增加费用的需要,并指示多边基金执委会对 1995 年后的设施与第二次转换设施的合

格标准作出必要修改。

5) 执委会在提供技术与资金帮助时要特别注意帮助 HCFC 的生产量与消费量低的第 5 条款缔约方制定加快淘汰 HCFC 的管理计划,检查 HCFC 基准线数据的可靠性;在制定与应用资助标准时要优先考虑具有成本效益的项目与计划,首先淘汰 ODP 值较高的 HCFC,应考虑 GWP、用能情况与其他有关因素,优先采用能对环境、尤其是对气候影响减到最小程度的替代物,同时要考虑中小企业的情况。

6) 鼓励缔约方选择能减轻环境影响、特别是气候影响的健康、安全、经济的 HCFC 替代物质,要求缔约方定期报告加快淘汰 HCFC 管理计划的制定情况。

7) 第 2,第 5 条款缔约方要分别在 2015 年和 2020 年前完成对重要用途豁免的可能性或需求研究。

8) 到 2020 年前允许有最多 10%的基准线生产量用于满足国内基本需求,在 2015 年前再考虑 2020 年后满足国内基本需求的生产量的削减。

9) 为加快 HCFC 淘汰,同意缔约方采取所有与多边基金计划一致的切实可行步骤,以确保在公平与最有利条件下将环境上与安全上最好的替代品和相关技术从第 2 条款缔约方转移到第 5 条款缔约方。

(汪训昌)