

文章编号:0253-4339(2021)01-0067-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.01.067

CO₂ 分离式热管在数据中心的应用

佟振 李晓瑞

(青岛理工大学环境与市政工程学院 青岛 266033)

摘要 本文通过实验研究了应用于数据中心的 CO₂ 分离式热管系统,对比分析了 CO₂ 热管与 R22 热管的最大传热能力、总传热热阻和驱动温差,结果表明:在相同充液率下,CO₂ 热管的最大传热能力明显大于 R22 热管,当上升管和下降管管径为 9 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的最大传热能力分别为 3 300 W 和 1 500 W,当管径为 12 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的最大传热能力分别为 5 400 W 和 2 200 W;CO₂ 热管的正常负荷范围大于 R22 热管,但总传热热阻小于 R22 热管;不同传热量下,与 R22 热管相比,CO₂ 热管所需的驱动温差平均低 4 ℃,即相同条件下 CO₂ 热管系统所需的冷源温度可以提高 4 ℃。以小型数据机房为例,结合上海气候条件计算得出,采用 CO₂ 热管系统的年耗电量比 R22 热管系统减少 7.425×10⁵ kW·h,比集中送风空调系统减少 3.182×10⁶ kW·h。

关键词 分离式热管;CO₂;数据中心;充液率

中图分类号:TK172.4;TP308

文献标识码:A

Application of CO₂ Two-phase Thermosyphon Loop in Data Centers

Tong Zhen Li Xiaorui

(School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao, 266033, China)

Abstract A CO₂ two-phase thermosyphon loop (TPTL) system in data centers were investigated in this study. The maximum heat transfer capacity, total thermal resistance, and driving temperature difference were compared between CO₂ and R22 TPTLs experimentally. The results indicate that under the same filling ratio, the maximum heat transfer capacity of CO₂ TPTL was significantly greater than that of R22 TPTL. When the diameters of the riser and downcomer were 9 mm, the maximum heat transfer capacities of the CO₂ and R22 TPTLs were 3 300 W and 1 500 W, respectively. When the diameter was 12 mm, the maximum heat transfer capacity of the CO₂ and R22 TPTLs were 5 400 W and 2 200 W, respectively. The study also found that the normal working load range of CO₂ TPTL was larger than that of R22 TPTL, but the total thermal resistance of CO₂ TPTL was lower than that of R22 TPTL. Under different heat transfer capabilities, the driving temperature difference required for CO₂ TPTL was 4 ℃ lower than that of R22 TPTL on average; that is, the cooling source temperature required by CO₂ TPTL can be increased by 4 ℃ under the same conditions. Taking a small data center as an example, it was calculated that the annual energy consumption of the CO₂ TPTL system is 7.425×10⁵ kW·h lower than that of the R22 TPTL system and 3.182×10⁶ kW·h lower than the central air-conditioning system under the climate conditions in Shanghai.

Keywords two-phase thermosyphon loop; CO₂; data center; filling ratio

随着互联网计算机技术的快速发展,我国数据中心需求量呈现急速增长的态势。数据中心散热量大且相对集中,空调系统需要全年不间断供冷,这使得数据中心空调系统能耗巨大。由于传统数据中心空调系统存在明显的缺点,在节能方面具有较大的潜力。

分离式热管是一种高效传热设备,在数据中心空调系统中的应用逐渐发展成熟^[1-4],钱晓栋等^[5-6]研究发现,分离式热管空调系统具有较高的能效比和较

大的节能潜力。金鑫等^[7]研究了分离式热管型机房空调的性能,发现该系统能有效控制发热机柜出口出口风温度,保证机房设备运行稳定。

目前,数据中心热管系统多采用 R22、R134a、R410A 等氟代烃制冷剂,考虑到环保性,有学者^[8-9]将 CO₂ 作为替代工质,研究其用于数据中心热管系统的性能。除了天然环保的特性,CO₂ 还具有较好的流动和传热性能,与常规制冷剂相比,CO₂ 的管内沸

腾和凝结换热系数明显更高^[10-11],且流动压力损失更低^[12-13]。由此可见,CO₂ 具备替代氟代烃制冷剂应用于数据中心热管系统的潜力。

本文将通过具体实验测试,对比 CO₂ 热管与传统 R22 热管的性能差异,从最大传热能力、正常工作负荷范围、传热热阻等方面分析 CO₂ 热管的性能优势。在此基础上,结合某数据中心案例与不同地区的气候条件,将 CO₂ 热管系统与传统的集中送风空调系统和 R22 热管系统进行对比,计算分析 CO₂ 热管应用于数据中心的节能潜力。

1 实验测试

实验采用相同的热管系统,对 CO₂ 和 R22 两种工质进行对比测试。虽然 R22 属于逐渐淘汰的氟代烃制冷剂,但在过去应用较多,关于其热物性参数和传热性能的研究也较为深入,因此选取 R22 作为代表,与 CO₂ 进行对比研究。

1.1 实验系统及测试方法

图 1 所示为实验装置。热管蒸发器为多通道并联的结构,将厚铜板内的孔道作为热管工质的流道,孔道内径为 4 mm。蒸发器采用电加热板进行加热,加热功率可通过调节调压器实现不同的实验工况。热管冷凝器由内径为 4 mm 的铜管并联构成,将冷凝器置于水箱中,利用冷水机组提供的冷水对其进行冷却,冷水机组出口接电加热器,通过调节电加热器来控制水箱的进口水温。蒸发器和冷凝器的传热面积基本相同,约为 0.42 m²,冷凝器和蒸发器之间的高差为 1.23 m。热管的绝热管段(上升管和下降管)内

径相同,分别进行了 9 mm 绝热管段和 12 mm 绝热管段两种不同热管结构的实验测试。为了观测管内工质的流动状态及气液分布情况,在蒸发器出口和下降管垂直管段的底部各安装了一段透明管段,除透明管段外,热管的上升管、下降管、水箱、电加热板等其余部分均做了良好的保温措施。

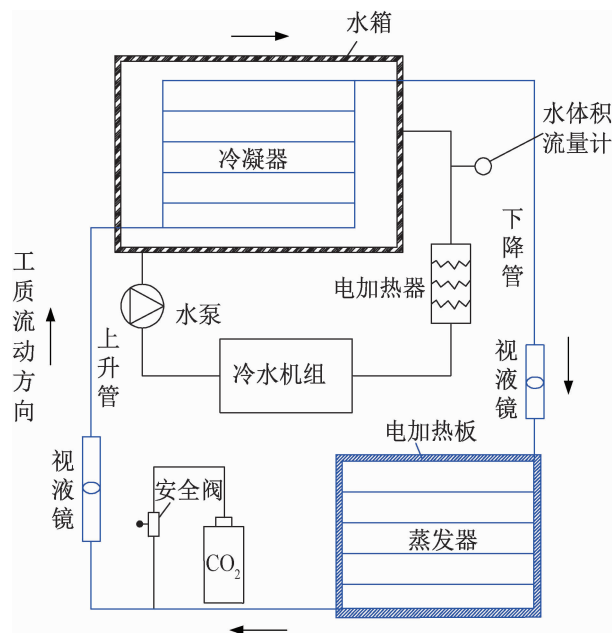


图 1 实验装置

Fig. 1 The experimental device

表 1 所示为不同实验工况的参数范围。本实验中选定不同工况下热管的充液率均为 100% (充液率指热管内充入的液体工质体积与热管蒸发段容积之比),传热量大小通过调节加热板的功率实现。

表 1 实验工况参数范围

Tab.1 Range of experimental operating conditions

工质	绝热管段直径/mm	传热量/W	冷凝侧冷水进口温度/°C	冷凝侧冷水进出口温差/°C
CO ₂	9	200~3 500	12.2~12.5	0.1~3.0
R22	9	200~2 000	8.5~10.3	0.1~1.9
CO ₂	12	500~5 700	8.4~10.0	0.1~2.1
R22	12	500~2 800	6.7~11.9	0.2~1.0

1.2 误差分析

表 2 所示为实验使用的仪器精度。利用冷凝侧冷水的进出口温差及水流量可以计算得到热管的传热量,根据仪器的测量误差分析得到该传热量的测试误差为 3.58%^[14]。

根据能量平衡关系可知,热管蒸发侧吸热量应等于热管冷凝侧放热量,因此,可将冷凝侧计算得到的

传热量与蒸发侧的电加热功率进行对比,对实验测试的结果进行能量平衡校核。由于热管传热过程存在不可避免的热量损失,水温、流量等的测试也存在一定误差,因此,实测蒸发侧加热量与冷凝侧放热量之间可能存在一定偏差。图 2 所示为能量平衡校核。由图 2 可知,除个别传热量较小的工况,绝大多数实验工况相对误差在 10% 以内,数据可靠性较高。后文分

析中,将以蒸发侧的电加热功率作为热管的实际传热量。

表 2 实验仪器精度

Tab.2 Experimental instrument accuracy

测量仪器	测量参数	不确定度
Pt1000 温度传感器	$T/^\circ\text{C}$	$\pm 0.10\text{ }^\circ\text{C}$
压力传感器	p/Pa	$\pm 0.25\%$
压差传感器	$\Delta p/\text{Pa}$	$\pm 0.10\%$
水流量计	$V/(\text{L}/\text{h})$	$\pm 1.50\%$

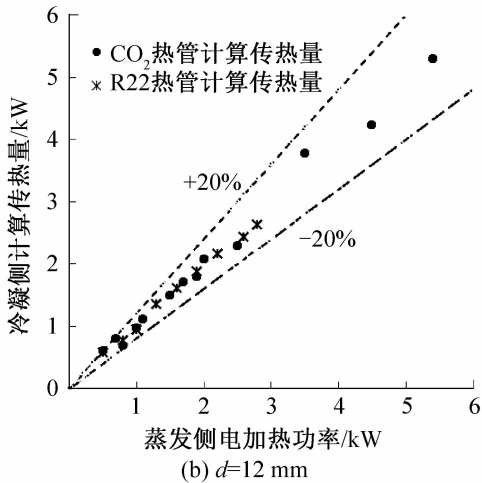
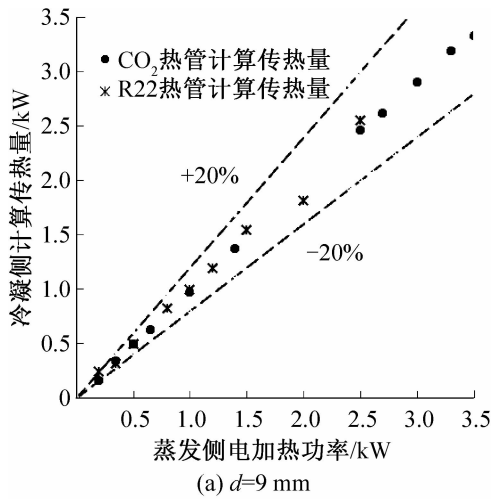


图 2 能量平衡校核

Fig. 2 Energy balance check

2 CO₂ 热管与 R22 热管的性能对比

2.1 最大传热能力对比

随着传热量由小到大的变化,CO₂ 热管先后经历了预启动运行、周期性波动运行和稳定运行三种不同的运行状态^[15],而在本实验工况范围内,R22 热管只经历了预启动运行和稳定运行两种状态,两种工质下

热管的运行状态分布如图 3 所示。预启动运行状态下,管内工质没有形成有规律的循环流动,上升管顶部易出现过热;周期性波动运行状态下,管内工质的流动呈周期性振荡,热管的运行参数也呈周期性变化;稳定运行状态下,管内工质形成稳定而有规律的循环流动,此时,热管沿程无明显温差,直至传热量超过热管的最大传热能力,管内开始出现过热或过冷。因此,热管的正常工作状态应满足两个条件:1) 热管处于稳定运行状态;2) 热管的传热量没有超过其最大传热能力。

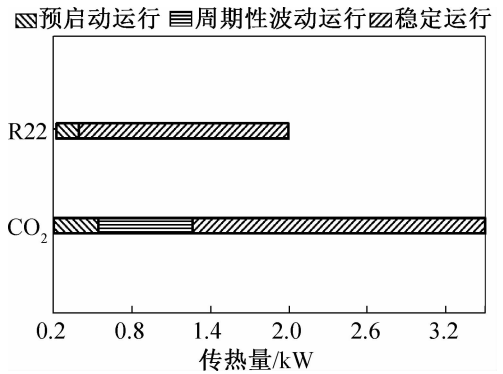


图 3 不同传热量下热管运行状态 ($d=9\text{ mm}$)

Fig. 3 Operating states of TPTL under different heat transfer quantity ($d=9\text{ mm}$)

实验中,可以通过测量热管蒸发器的进出口温差判断得到热管的最大传热能力,当热管实际的传热量超过其最大传热能力时,管内工质将出现过热或过冷,由于单相换热的存在,此时蒸发器进出口将会出现较为明显的温差。图 4 所示为 9 mm 和 12 mm 两种管径下 CO₂ 热管和 R22 热管蒸发器进出口的平均温差。由图 4 可知,当上升管和下降管管径为 9 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的最大传热能力分别为 3.3 kW 和 1.5 kW,CO₂ 热管的最大传热能力明显高于 R22 热管;当上升管和下降管管径为 12 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的最大传热能力均有所提高,分别为 5.4 kW 和 2.2 kW。相同的热管结构下,CO₂ 热管依然具有较大的传热能力。

结合热管的运行状态变化和其最大传热能力,可以进一步得到热管的正常工作负荷范围。当上升管和下降管直径为 9 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的正常工作负荷范围分别为 1.2~3.3 kW 和 0.5~1.5 kW,可知,CO₂ 热管的正常工作负荷范围更大。当热管实际传热量低于其正常工作负荷范围时,热管将出现预启动运行、周期性波动运行等非正常运行状态;而当热管实际传热量高于其正常工作负荷范围时,热管将超出其最大传热能力,出现管内工质的过热或过冷,

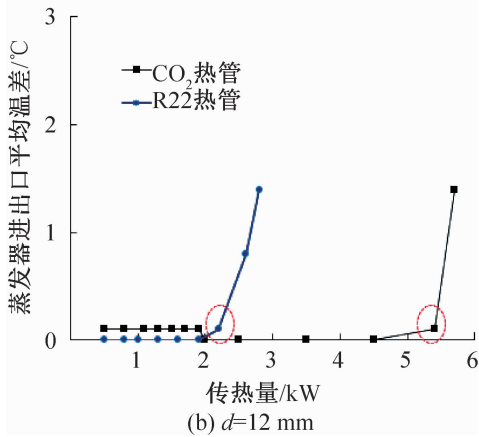
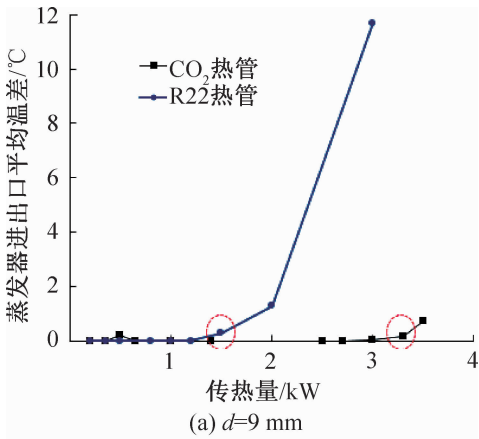


图 4 热管最大传热能力对比

Fig. 4 Comparison of maximum heat transfer capacity of TPTL

影响传热效率。

2.2 热管系统总传热热阻对比

在一定的传热量下,热管系统的总传热热阻越小,传热性能越好。在本实验中,热管的总热阻包括 3 个部分:电加热板与蒸发器之间的导热热阻、冷凝侧水的对流换热热阻、热管内部的传热热阻。在相同的实验条件下,蒸发侧电加热热阻和冷凝侧水的对流换热热阻基本不受管内工质种类的影响,管内工质种类主要影响热管内部的传热热阻。图 5(a) 所示为 CO₂ 热管和 R22 热管总传热热阻随传热量的变化,可以看出,R22 热管的总传热热阻比 CO₂ 热管更高,这是因为相同条件下,CO₂ 的管内沸腾和凝结换热表面传热系数明显高于 R22。图 5(b) 所示为 CO₂ 热管和 R22 热管所需驱动温差随传热量的变化,在不同传热量下,CO₂ 热管的驱动温差比 R22 热管平均低约 4 °C,即在相同的条件下,CO₂ 热管系统所需的冷源温度可以提高近 4 °C。

3 数据中心使用热管的节能分析

与数据中心中应用较为广泛的集中送风空调系

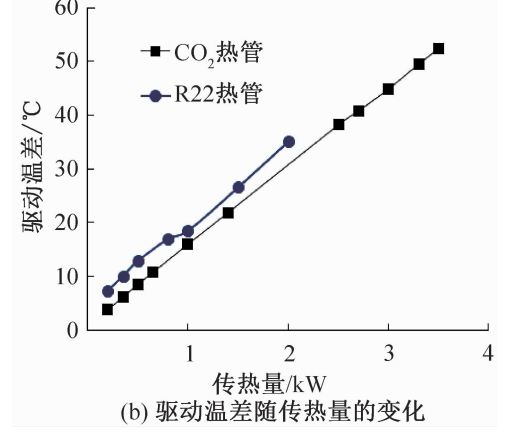
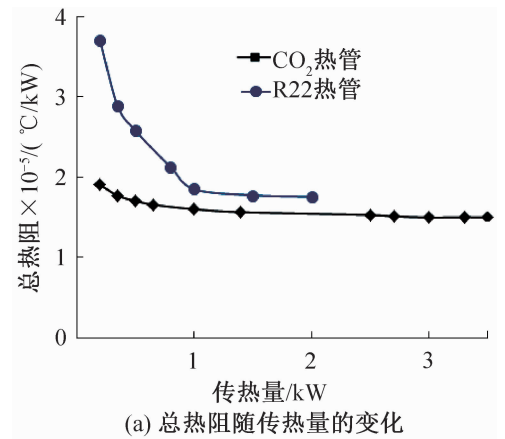


图 5 热管性能对比

Fig. 5 Performance comparison of TPTL

统相比,分离式热管系统可以显著改善室内气流组织,减少甚至避免冷热气流的掺混,从而提高冷源温度,提高系统能效。由前文分析可知,相同传热量下,CO₂ 热管所需的驱动温差小于 R22 热管,因此两者所要求的冷源供水温度也不同,可知 CO₂ 热管应用于数据中心将比 R22 热管更为节能。

本文以一小型数据机房为例,对比分析 CO₂ 热管系统、R22 热管系统和传统集中送风空调系统的能耗情况。该机房内设备的总散热功率为 2 400 kW,空调系统在一年中根据气候条件采取自然冷却和机械制冷两种模式切换运行,当采用传统集中送风空调系统时,根据实际调研数据,假设机械制冷模式下的平均电源使用效率 (power usage effectiveness, PUE) 为 1.68,自然冷却模式下的平均 PUE 为 1.48。PUE 的各部分构成情况如表 3 所示。

对于集中送风空调系统,由于机房内存在冷热气流的掺混,在保证 IT 设备进风温度不高于 27 °C 的情况下,实际的精密空调送风温度一般需保持在 15~16 °C,此处,假设精密空调送风温度为 16 °C,空调系统冷源侧供水温度按 9 °C 计算。相对而言,当采用分离式热管系统时,由于将热管蒸发器直接安装在各个机

柜上就近排热,避免了冷热气流的掺混,因此,所需的冷源供水温度可以有所提高。表 4 所示为各系统温度分布,在相同的 IT 设备进风温度下,R22 热管的工作温度(管内工质的饱和温度)约为 21 °C,所需的冷源供水温度按 14 °C 计算。根据 2.2 小节的实验结果可知,在同样的传热量下,CO₂ 热管系统所需的驱动温差比 R22 热管低约 4 °C,按此温差进行估算,则 CO₂ 热管的工作温度为 23 °C,冷源供水温度为 18 °C。

表 3 PUE 各部分组成

Tab.3 Component composition of PUE

制冷模式	PUE	IT 设备	空调系统	电力损耗	照明等其他
自然冷却	1.46	1.00	0.20	0.20	0.06
机械制冷	1.68	1.00	0.48	0.14	0.06

CO₂ 热管系统、R22 热管系统和集中送风空调系统的冷源温度不同,因此,三种系统的冷水机组运行

能耗也不同。参考集中送风空调系统各部分耗电比例^[16],以及冷水机组在不同蒸发温度下的 COP^[17],计算出三种系统在机械制冷模式下的各部分耗电功率,如表 5 所示。其中,根据实际调研数据,热管系统末端的风机电耗约为集中送风空调系统精密空调风机电耗的 25%。设三种系统下数据机房电力损耗与照明等其他部分的耗电均相同,计算可得机械制冷模式下,R22 热管的 PUE 为 1.596,降低了 5.0%;CO₂ 热管的 PUE 为 1.580,降低了 6.0%。自然冷却模式下两种热管系统的 PUE 均为 1.400,降低了 4.2%。

表 4 各系统温度分布

Tab.4 Temperature distribution of systems

系统形式	设备进风温度/°C	工作温度/°C	冷源供水温度/°C
集中送风空调	26	16	9
R22 热管	26	21	14
CO ₂ 热管	26	23	18

表 5 机械制冷模式下空调系统各部分耗电功率情况

Tab.5 Proportion of electricity consumption

系统形式	精密空调/热管背板风机	冷水机组	冷冻水泵	冷却塔	冷却水泵
集中送风空调系统	195.84	668.16	92.16	80.64	115.2
R22 热管系统	48.96	613.21	92.16	80.64	115.2
CO ₂ 热管系统	48.96	575.42	92.16	80.64	115.2

对于不同的室外气候条件,提高冷源供水温度导致的空调能耗降低程度不同,本文以上海地区为例,进一步对比分析集中送风空调系统、R22 热管系统及 CO₂ 热管系统全年能耗情况,以及 CO₂ 热管系统的节能潜力。

图 6 所示为上海市典型年室外湿球温度。相比集中送风空调系统,R22 热管系统的冷源供水温度提高了 5 °C,其全年自然冷却模式运行时间可延长 1 350 h;CO₂ 热管系统的冷源供水温度提高了 4 °C,其全年自然冷却模式运行时间可进一步延长 1 000 h。

图 7 所示为上海市 3 种系统的全年耗电量,其中,CO₂ 热管系统相比 R22 热管系统节能 9.11%,可节省电量 7.425×10⁵ kW·h;CO₂ 热管系统相比集中送风空调系统节能 39.05%,全年可节省电量 3.182×10⁶ kW·h。从节能和经济角度而言,数据中心采用 CO₂ 热管系统具有较为明显的优势。

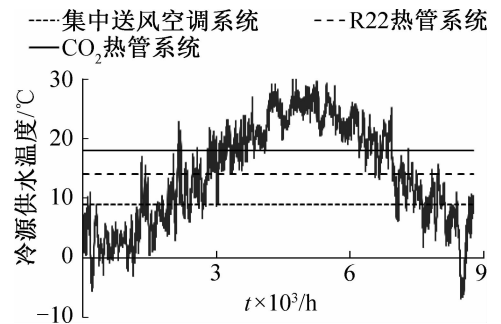


图 6 上海市典型年室外湿球温度

Fig. 6 Outdoor wet bulb temperature of typical years in Shanghai

4 结论

本文利用同一结构尺寸的热管系统对 CO₂ 和 R22 两种工质进行了实验测试,对比分析了两种工质热管的性能差异,并以典型数据中心和上海气候条件

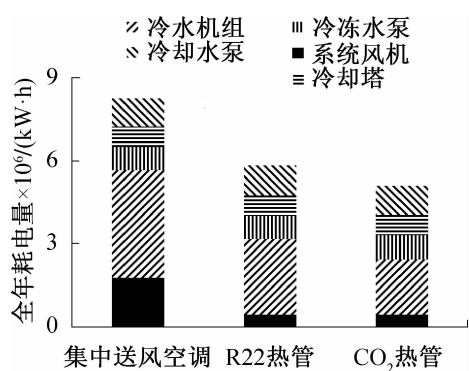


图 7 各系统全年耗电量

Fig. 7 Annual power consumption of each system

为例,计算分析了 CO₂ 热管应用于数据中心的节能潜力。得到如下结论:

1) 相同的热管结构尺寸下,CO₂ 热管最大传热能力明显高于 R22 热管,当上升管和下降管管径为 9 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的最大传热能力分别为 3.3 kW 和 1.5 kW;当管径为 12 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的最大传热能力分别为 5.4 kW 和 2.2 kW,故 CO₂ 热管更适合于传热负荷较高的场合。

2) 当上升管和下降管直径为 9 mm 时,CO₂ 热管和 R22 热管的正常工作负荷范围分别为 1.2~3.3 kW 和 0.5~1.5 kW,CO₂ 热管正常工作负荷范围比 R22 热管大,说明在实际负荷发生变化时,CO₂ 热管的适应能力较强,不易出现非正常运行状态。

3) 相同的热管结构尺寸下,CO₂ 热管的总传热热阻小于 R22 热管,故在传热量一定的情况下,CO₂ 热管所需的驱动温差更小,不同传热量下,其驱动温差比 R22 热管平均低约 4 °C,CO₂ 热管系统的传热效率更高。

4) 相比数据中心的传统集中送风空调系统和 R22 热管系统,因 CO₂ 热管所需的冷源温度较高,其全年自然冷却模式运行时间有所延长,即使在机械制冷模式下,其运行能耗更低,在上海地区,数据中心 CO₂ 热管系统相比集中送风空调系统的年节电量高达 3.182×10^6 kW·h。

参考文献

[1] WANG Zhenying, ZHANG Xiaotong, LI Zhen, et al. Analysis on energy efficiency of an integrated heat pipe system in data centers[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90(7): 937-944.

[2] 张海南, 邵双全, 田长青. 机械制冷/回路热管一体式机房空调系统研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 29-33. (ZHANG Hainan, SHAO Shuangquan, TIAN Changqing. Research on mechanical refrigeration/loop heat pipe of air-

conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(3): 29-33.)

[3] 迟军, 于航, 李继领, 等. 分离式热管应用于数据机房的可行性分析[J]. 建筑节能, 2010, 38(9): 13-14. (CHI Jun, YU Hang, LI Jiling, et al. Feasibility analysis of application of integrated heat pipe in data centers [J]. Building Energy Conservation, 2010, 38(9): 13-14.)

[4] 黄浩亮, 邱小亮. 分离式热管空调对机房温度控制效果的试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2014, 14(8): 63-66, 82. (HUANG Haoliang, QIU Xiaoliang. An experimental study on temperature control effect of integrated heat pipe air conditioning in data center [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2014, 14(8): 63-66, 82.)

[5] 钱晓栋, 李震, 李志信. 数据机房热管空调系统的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(7): 1217-1220. (QIAN Xiaodong, LI Zhen, LI Zhixin. Experimental study of heat pipe air conditioning in data center [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(7): 1217-1220.)

[6] 金听祥, 时子超, 邵双全, 等. 采用微通道换热器的分离式热管空调性能的试验研究[J]. 低温与超导, 2016, 44(11): 64-68. (JIN Tingxiang, SHI Zichao, SHAO Shuangquan, et al. Experimental study on performance of integrated heat pipe air conditioning using micro-channel heat exchanger [J]. Low Temperature and Superconductivity, 2016, 44(11): 64-68.)

[7] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 分离式热管型机房空调性能实验研究[J]. 暖通空调, 2011, 41(9): 133-136, 73. (JIN Xin, QU Xiaohua, QI Zhaogang, et al. Experimental study on air conditioning performance of integrated heat pipe [J]. Journal of HV & AC, 2011, 41(9): 133-136, 73.)

[8] ZHANG Hainan, SHI Zichao, LIU Kaitao, et al. Experimental and numerical investigation on a CO₂ loop thermosyphon for free cooling of data centers [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 111(10): 1083-1090.

[9] TONG Zhen, LIU Xiaohua, LI Zhen, et al. Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99(1): 302-312.

[10] MASTRULLO R, MAURO A W, ROSATO A, et al. Carbon dioxide local heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4184-4194.

[11] 钱善良. CO₂、R22、R23 低质量流速流动沸腾换热特性研究 [D]. 北京: 清华大学, 2010. (QIAN Shanliang. Studies on the characteristics of low mass flow velocity boiling heat transfer of CO₂, R22 and R23 [D]. Beijing: Tsinghua University, 2010.)

[12] KIM D, JEONG S. Effect of micro-grooves on the two-

phase pressure drop of CO₂ in a mini-channel tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36 (8): 2040-2047.

- [13] PARK Y C, HRNJAK P S. CO₂ flow condensation heat transfer and pressure drop in multi-port microchannels at low temperatures[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6) : 1129-1139.
- [14] 方修睦. 建筑环境测试技术[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014. (FANG Xiumu. Building environment testing technology [M]. 2nd ed. Beijing: China Building Industry Press, 2014.)
- [15] TONG Zhen, LIU Xiaohua, JIANG Yi. Three typical operating states of on an R744 two-phase thermosiphon loop [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 206 (8): 181-192.
- [16] 尹晓竹. 大型数据中心空调系统节能分析及方法研究 [J]. 邮电设计技术, 2015(1) : 16-21. (YIN Xiaozhu. Energy saving analysis and method research of air conditioning systems in large data center[J]. Journal of Post and Tele-

communications Design Technology, 2015(1) : 16-21.)

- [17] 文先太, 孙国平, 陈春蕾. 大型离心式冷水机组变工况性能分析与试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2018, 18 (6) : 81 - 84. (WEN Xiantai, SUN Guoping, CHEN Chunlei. Performance analysis and experimental study of large centrifugal chiller under variable operating conditions [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2018, 18 (6) : 81-84.

通信作者简介

佟振, 女, 副教授, 青岛理工大学环境与市政工程学院, 0532-85071710, E-mail: tongzhen@qut.edu.cn. 研究方向: 数据中心冷却技术、分离式热管技术研究。

About the corresponding author

Tong Zhen, female, associate professor, School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, + 86 532-85011710, E-mail: tongzhen@qut.edu.cn. Research fields: data center cooling technology, two-phase thermosiphon loop (TPTL) technology.

(上接第 66 页)

- [20] 车型配置 [EB/OL]. (2019-05-11) [2019-11-15]. <https://www.changan.com.cn/car/eado-et/?navActive=5>. (Vehicle configuration. [EB/OL]. (2019-05-11) [2019-11-15]. <http://www.changan.com.cn/car/eado-et/?navActive=5>.)
- [21] LU Z, YU X L, WEI L C, et al. A comprehensive experimental study on temperature-dependent performance of lithium-ion battery [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 158: 113800.
- [22] American Automobile Association. AAA proprietary research into the effect of ambient temperature and HVAC use on driving range and MPGe [R/OL]. (2019-02-07)

[2019-11-15]. <https://newsroom.aaa.com/2019/02/cold-weather-reduces-electric-vehicle-range/>.

通信作者简介

梁坤峰, 男, 教授, 河南科技大学车辆与交通工程学院, E-mail: lkf@haust.edu.cn. 研究方向: 复杂多相系统建模、仿真与热过程控制。

About the corresponding author

Liang Kunfeng, male, professor, Vehicle & Transportation Engineering Institute, Henan University of Science and Technology, E-mail: lkf@haust.edu.cn. Research fields: modeling, simulation and thermal process control of complex multiphase systems.