

文章编号:0253-4339(2019)03-0024-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.03.024

数据中心自然冷却用泵驱动两相回路系统焓分析

朱万朋 马国远 李翠翠 周峰

(北京工业大学环境与能源工程学院 北京 100124)

摘 要 为了降低数据中心总能耗,本文提出了用于数据中心自然冷却泵驱动两相回路系统。基于稳流系统焓平衡方程,对系统进行了优化分析,建立了系统及主要部件的焓平衡模型,对 3 种工况下系统的焓和焓损进行了理论和实验对比,分析了各个部件的焓损变化趋势和焓损占比。结果表明:系统焓损占比最大的装置是蒸发器,高达 40%以上,其次是冷凝器和泵,达到了 25%左右,故在系统性能优化时,应依次考虑蒸发器、冷凝器和泵;对蒸发器和冷凝器优化可采取提高换热器的传热系数、增加传热面积、合理设定室内温度;对泵优化时,应尽量保证其热力学过程接近定熵过程。

关键词 数据中心;自然冷却;焓分析

中图分类号:TB61⁺1; TP308 **文献标识码**: A

Exergy Analysis of Pump-driven Two-phase Loop System for Free Cooling in Data Centers

Zhu Wanpeng Ma Guoyuan Li Cuicui Zhou Feng

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

Abstract To reduce the energy consumption in data centers, a pump-driven two-phase loop system was proposed for free cooling in data centers. Based on the exergy balance equation of a steady-flow system, the system was analyzed and optimized in this study, and exergy balance models of components for the system were established. The variation and distribution of exergy loss for both the system and every single component were compared theoretically and experimentally under three different working conditions. The results showed that the largest exergy loss was from the evaporator at over 40%. The next largest loss was that of the condenser and pump at approximately 25% each. The evaporator, condenser, and pump should be considered in sequence for system improvement. Improving the heat transfer coefficient, increasing the heat transfer area appropriately, and setting a reasonable indoor temperature could be performed for optimization of the evaporator and condenser. To optimize the pump, the pump compression should be as close as possible to isentropic compression.

Keywords data centers; free cooling; exergy analysis

近年来,我国数据中心规模不断增大,数据中心总量已超过 40 万个,年耗电量超过全社会用电量的 1.5%^[1],每年用于服务器电源和冷却的总开支已超过 20 亿美元。“十三五”时期,国家机关事务管理局、国家发展和改革委员会编制了《公共机构节能资源“十三五”规划》,要求“加强机房节能管理,开展绿色数据中心试点,实施数据中心节能改造,改造后机房能耗平均降低 8%以上,平均 PUE 值达到 1.5 以下”^[2],因此对数据中心进行节能改造已刻不容缓。目前,制冷空调系统已成为数据中心主要能耗来源之一,占到数据中心总能耗的 40%左右^[3],几乎与 IT 设备相当,因此降低制冷空调系统能耗是当前数据中心提高能源效率的重要环节。

作为一种利用室外自然冷源对数据中心进行降温的系统,泵驱动两相回路系统具有传热能力高、传输距离远、适用性广、启动速度快、变负荷系统响应稳定等特点,并且由于泵功率远小于压缩机,故系统 EER 较高,节能效果显著。王越^[4]对一种解决逆重力情况的机械力驱动的分离热管系统进行了相关模型分析。刘杰^[5]研究了真空、微重力状态下机械驱动两相回路冷却装置,以便为航天领域提供高精度的控温和良好的温度稳定性。Yan Gang 等^[6-8]对泵和

基金项目:国家重点研发计划(2016YFB0601601)和国家自然科学基金(51406002,51776004)资助项目。(The project was supported by the National Key R & D Program of China (No. 2016YFB0601601) and the National Natural Science Foundation of China (No. 51406002 & No. 51776004).)

收稿日期:2018-03-13;修回日期:2018-06-10

其他装置复合驱动回路热管的相关性能进行了实验研究,认为可提高系统的性能以及应用的广泛性。K. M. Kelkar 等^[9]提出一种泵驱动回路热管系统的设计计算方法,搭建了实验台进行验证。本课题组马国远等^[10-14]提出了用于数据中心自然冷却的泵驱动两相回路系统,分析了泵驱动两相回路的流量特性和换热特性,结果表明,当室内和室外的温差为 10℃和 25℃时,系统 EER 分别为 12.9 和 29.7;在工程应用方面,实测 EER 可达 11.88,目标机房全年节能率可达 22.7%。上述对泵驱动两相回路系统的相关研究主要着眼于热力学第一定律角度的性能分析,而热力学第一定律仅从数量上说明了能量在转化过程中的总量守恒关系,未涉及能量的变化。热力学第二定律却规定了热力过程发生的方向性与限制,特别指出了能量转化的条件和限制,指出能量在转移过程中具有部分乃至全部失去其使用价值的客观规律。

焓平衡分析从能的“量”与“质”两个方面进行评价,既能辨别焓损的性质,即内部不可逆性与外部排放性,也能揭示焓损的分布规律,从而能很好地指明系统性能改进方向。早在 1868 年,通过对热力学第二定律的研究,已经有了“可用性”的概念^[15]。而随着焓理论的不断发展和完善,焓分析方法在各个领域越来越受到重视,针对换热器,赵蔚琳等^[16-19]对相关换热器分别进行了焓效率和无因次熵产率的分析,给出了换热器的焓效率变化影响因素。针对蒸气压缩式制冷系统,相关学者^[20-28]对各自的系统进行了焓分析,并得出各自系统焓变化的影响因素。在有机朗肯循环方面,曹园树等^[29]对中温地热能驱动跨临界有机朗肯-蒸气压缩制冷系统的焓效率进行了分析。张军辉^[30]等计算分析了 10 种不同工质在亚临界状态下有机朗肯循环系统最大做功能力和焓效率的相关特性。为有机朗肯循环工质选择和性能优化提供理论指导。通过文献分析发现,对相关换热器的研究主要集中在其本身参数对换热焓效率的影响以及采用相关换热器对其系统整体焓效率的改善情况。对蒸气压缩式系统的研究中,虽然换热器和泵驱动两相回路系统中的换热器基本一致,但是从系统循环机理开展的焓分析相差较大。在有机朗肯循环系统中,其循环机理和泵驱动两相回路系统基本一致,但应用对象、运行工况和系统工作的目的不一致。因此对于数据中心自然冷却用的泵驱动两相回路系统而言,利用焓平衡分析法,对能的量和质以及系统热力学性能开展研究,对改善系统性能很有必要。

本文以数据中心自然冷却用的泵驱动两相回路系统为目标,从焓分析的角度建立系统及部件的焓平

衡模型,采用理论和实验分析了系统在不同工况下的焓变化规律,研究系统各部分焓损失的大小及分布规律,以便为系统性能改进提供参考。

1 系统工作原理及理论模型

1.1 工作原理

图 1 所示为泵驱动两相回路系统原理。泵驱动两相回路系统主要由工质泵、蒸发器、冷凝器和储液罐组成。工作过程:工质泵将过冷工质输送到蒸发器,工质在蒸发器内吸收室内空气的热量,温度升高并伴随部分工质汽化。从蒸发器出来的两相工质进入冷凝器进行冷凝放热,工质将自身携带的热量排到室外环境中从而变为过冷液体,液体进入储液罐后被吸入工质泵中进行下一次循环。

1.2 焓平衡模型

为了便于分析两相回路系统中各个部件的焓变化,忽略了次要因素的影响。

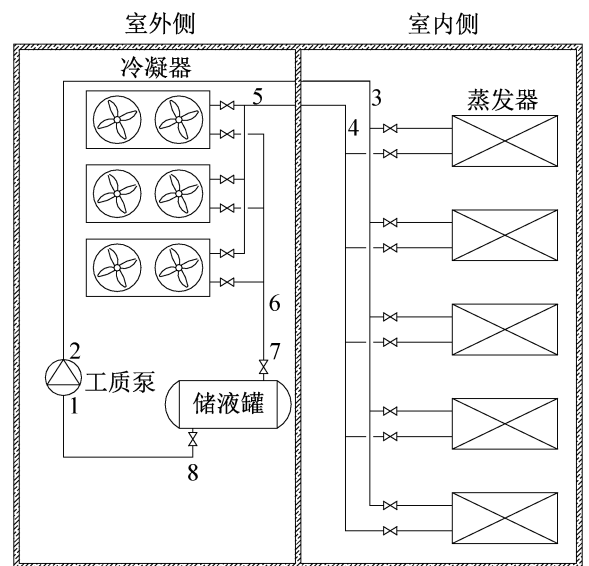


图 1 泵驱动两相回路系统原理

Fig.1 The principle of pump-driven two-phase loop system

对实验系统主回路作以下假设:1)工质在系统中的流动为稳定流动;2)将系统中并联的蒸发器和冷凝器作为一个整体考虑分析;3)工质仅在蒸发器和冷凝器中与环境发生热量交换,在连接管和储液器中不与外界发生热量交换,即工质在泵到蒸发器、蒸发器到冷凝器以及冷凝器到储液器的过程中为等焓过程;4)储液器内有气液分界面,认为工质从进入储液器到出储液器过程中始终为饱和状态;5)忽略储液器到泵之间的阻力和换热损失,保证泵所需的气蚀余量。

图 2 所示为系统循环压焓图,图 3 所示为焓平衡

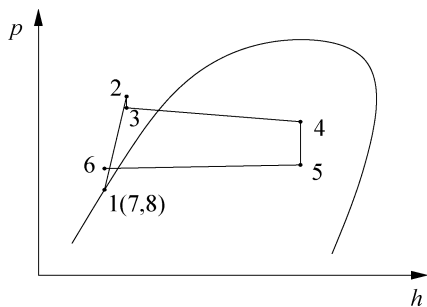


图 2 系统循环压焓图

Fig.2 Cycle pressure-enthalpy diagram of the system

模型。压焓图各个过程如下:1)工质泵压缩过程(1-2);2)等焓过程(2-3),对于液体而言等焓线与等温线几乎重合,因此认为工质温度不变;3)蒸发吸热过程(3-4),逆流换热;4)绝热过程(4-5);5)冷凝放热过程(5-6),逆流换热;6)绝热过程(6-7);7)从储液罐进口到出口为绝热过程(7-8),稳定运行时储液罐内有气液分界面,忽略储液罐阻力;8)忽略沿程和局部阻力(8-1)。

1)工质泵压缩过程 1-2 的焓平衡

对于泵的压缩过程来说,输入焓为电机输入泵的焓和工质入口焓,输出焓为工质出口焓,如图 3(a)所示为泵的焓平衡模型示意,建立泵焓平衡方程:

$$I_b+E_{bc}=E_{br}+E_d \tag{1}$$

2)蒸发吸热过程 3-4 的焓平衡

在泵驱动两相回路系统中,蒸发器输入焓为工质入口焓,系统吸收室内热量产生的热量焓,输出焓为工质出口焓,其蒸发器焓平衡示意如图 3(b)所示,建立焓平衡方程:

$$I_z+E_{zc}=E_{xr}+E_q \tag{2}$$

3)冷凝放热过程 5-6 的焓平衡

在泵驱动两相回路系统中,冷凝器虽然向环境放出了热量,但这部分能量一般都不再利用,在分析冷凝器焓平衡关系时,不予考虑。因此冷凝器输入焓为工质入口焓,输出焓为工质出口焓,冷凝器焓平衡示意如图 3(c)所示,建立冷凝器焓平衡方程:

$$I_l+E_{lc}=E_{lr} \tag{3}$$

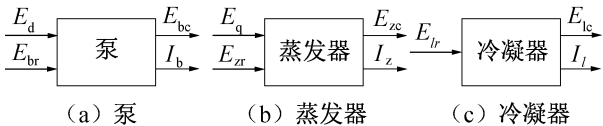


图 3 焓平衡模型

Fig.3 Exergy balance models

通过对系统主要部件的焓平衡分析,建立了各个部件的焓平衡方程,汇总系统各个部件的焓及焓损计

算式如表 1。

表 1 系统各部分焓计算式

Tab.1 Formulae for exergy of the system

项目		计算式	
系统	输入焓	$E_s = \frac{P}{M}$	(4)
电机	焓损	$I_d = E_s - E_d$	(5)
		$I_d = E_s (1 - \eta_d)$	(6)
泵	焓损	$I_b = E_{br} - E_{bc} + E_d$	(7)
	输入焓	$E_d = h_2 - h_1$	(8)
	入口焓	$E_{br} = h_1 - T_0 s_1$	(9)
	出口焓	$E_{bc} = h_2 - T_0 s_2$	(10)
蒸发器	焓损	$I_z = E_{xr} - E_{zc} + E_q$	(11)
	入口焓	$E_{xr} = h_3 - T_0 s_3$	(12)
	出口焓	$E_{zc} = h_4 - T_0 s_4$	(13)
	热量焓	$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) (h_4 - h_3)$	(14)
冷凝器	焓损	$I_l = E_{lr} - E_{lc}$	(15)
	入口焓	$E_{lr} = h_5 - T_0 s_5$	(16)
	出口焓	$E_{lc} = h_6 - T_0 s_6$	(17)

2 实验装置及系统

泵驱动两相回路实验装置如图 4 所示,室内侧装有 5 台规格相同的蒸发器,蒸发器吊装在长 14 m、宽 6 m、高 3.5 m 的测试房间内,每台机组额定风量为 2 700 m³/h。每台蒸发器工质进出口装有压力变送器和 T 型热电偶,风侧进出口各布 4 个热电偶测点;室内总供液管安装有质量流量计,总供液管和总回液管分别安装压力变送器和热电偶;室外侧处在一个密闭的空间内,配备一套空气处理系统,对环境温度进行控制,能保证室外环境温度满足实验要求;冷凝器、储液罐和工质泵安装于室外侧,其中冷凝器 3 台,每台冷凝器风机可独立控制,并有变频器可变频调节风量,冷凝器风侧进出口各安装 6 个热电偶;工质泵进

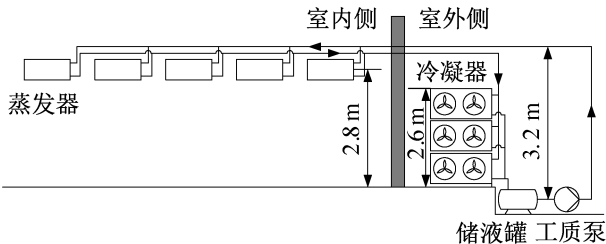


图 4 泵驱动两相回路实验装置

Fig.4 The pump-driven two-phase loop system

出口装有压力变送器和热电偶,工质泵通过变频器调节工质质量流量;室内风机功率和冷凝器风机功率,泵功率通过功率三相电参数采集模块采集;系统充注低沸点工质 R22。

为了更准确的计算系统各部分的熵损,对实验数据采集的温度传感器、压力传感器等进行了标定,主要测量仪器及精度见表 2。测量数值由数据采集器采集并通过电脑显示保存。

表 2 主要实验仪表及精度
Tab.2 Main experimental instruments and accuracy

设备	型号	测量范围	精度
温度传感器	Pt100	-150~150 ℃	±0.2 ℃
	T 型热电偶	-100~100 ℃	±0.2 ℃
压力传感器	富巴	0~1.6/2.5 MPa	±0.2%
质量流量计	DMF-1-4	0~3 000 kg/h	±0.2%
功率三相电参数采集模块	EDA9033Ac	0~20 A	±0.5%
数据采集器	Agilent34 970 A	—	一年期压力信号:0.004%

3 结果分析与讨论

设定系统在 3 种工况条件下运行测试,取各实验工况的室外环境温度 T_o 为零熵点,室内温度 T_i 设定为 298.15 K,由于不能保证室内外温度恒定不变,因此采用各参数实测数据的平均值作为室内外温度的计算值,考虑行业内泵驱动两相回路系统的常规测试工况中,机组运行环境温度一般和室内温度相差 10 ℃ 以上,经过筛选实验数据,取系统处于临界开启温差即 11 ℃ 时的工况,室内风机的风速为 5 m/s,室外风机的频率为 50 Hz,环境温度为 287.15 K,室内温度为 298.15 K,工况 1~工况 3 的泵频率分别为 50、45、40 Hz。

3.1 泵频率对系统熵损影响分析

图 5 所示为泵熵损随泵频率的变化。由图 5 可知,泵熵损随着泵频率的增大而增加,原因主要是随着泵的频率增大,泵进出口的温差和压差增大,泵从进口 1 到出口 2 的热力学过程线在过冷区的斜率变大。因此,当泵频率变大时,泵的热力学过程线逐渐

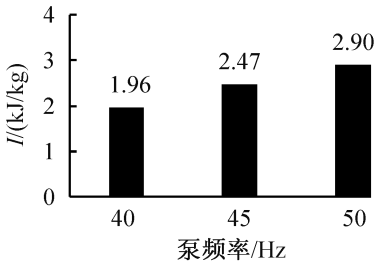


图 5 泵熵损随泵频率的变化
Fig.5 The pump exergy loss changes with pump frequency

偏离等熵线,此时两者熵的差值逐渐变大,由泵的熵平衡方程式即公式(1)可简化得到 $I_b = T_o(s_2 - s_1)$,所以当泵的压缩过程越偏离定熵压缩过程时,泵熵损越大。

图 6 所示为蒸发器熵损随泵频率的变化,由图 6 可知,熵损随着泵频率的增大而减小,但变化幅度不大。蒸发器是工质和室内热空气进行换热的装置,在泵驱动两相回路系统中,其输入熵部分主要是进口熵和吸收室内热量而产生的热量熵,输出熵只有出口熵,由于室内吸收热量产生的热量熵几乎相等,蒸发器熵损的变化主要是由于室内热空气和工质之间的传热温差产生的不可逆损失,而实测在 40、45、50 Hz 时蒸发器的对数传热温差分别为 4.62、4.40、4.26 ℃,从而造成蒸发器熵损随着泵的频率增大而减小。

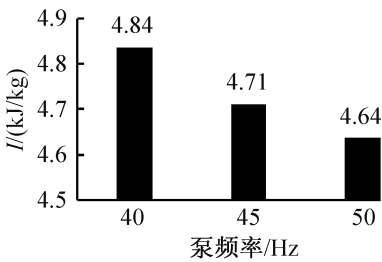


图 6 蒸发器熵损随泵频率的变化
Fig.6 The evaporator exergy loss changes with pump frequency

图 7 所示为冷凝器熵损随泵频率的变化,由图 7 可知,随着泵频率的增加,冷凝器的熵损不断升高。在泵驱动两相回路系统中,室外冷凝器主要负责将工质在室内吸收的热量、管路摩擦产生的热量以及工质

在泵中吸收的热量排放到环境中,在实际计算中,忽略了冷凝器内部管路摩擦以及排放到环境中的热量引起的焓变化,而冷凝器和蒸发器均为换热器,换热器的焓损主要由传热温差产生的不可逆损失造成,在 40、45、50 Hz 频率下,冷凝器的对数传热温差分别为 2.11、2.37、2.54 ℃,因此造成冷凝器焓损增大。

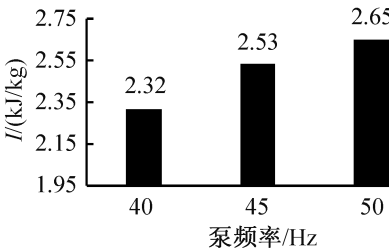


图 7 冷凝器焓损随泵频率的变化
Fig.7 The condenser exergy loss changes with pump frequency

3.2 系统各部分焓损分析

系统中各部分焓损变化如图 8 所示,由图 8 可知,电动机和其他部分的焓损均随着泵的频率增加而增大。由于前文已经分析了系统中泵、蒸发器、冷凝器等主要部件的焓损及其变化,因此在此只分析电动机以及其他部分的焓损。随着频率的降低,电动机效率降低,但是其输入功率和工质质量流量也随之降低,对输入功率和质量流量变化进行拟合,可以分别得到 $y = -0.34x + 1.7267$ 和 $y = -0.036x + 0.4$,即输入功率的降低趋势远远大于质量流量降低的趋势,故公式(6)中 E_x 降低,且其降低趋势大于电机效率降低趋势,导致电机的焓损随频率的增加而增大。对于其他部分,包括系统各部分连接管路以及阀门变径等引起的阻力损失产生的焓损,由于当泵的频率增加时,系统的阻力增大,随之产生的焓损也增大。

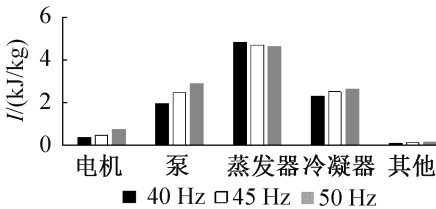


图 8 系统各部分焓损
Fig.8 Exergy loss for each parts of the system

图 9 所示为系统各部分在总焓损中的占比,虽然不同频率下有波动,但其在各自频率下的比例基本保持一致,蒸发器、冷凝器、泵的焓损在系统中占主要部分。其中蒸发器的焓损比例达到 40% 以上,泵和冷凝器也到达 25% 左右,3 部分占据了系统焓损的主要部分。由于室内温度设定为 25 ℃,蒸发器的传热温

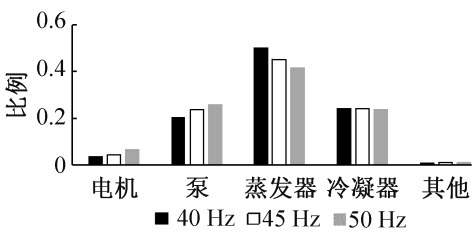


图 9 系统各部分焓损比例
Fig.9 Ratio of exergy loss for each parts of the system

差较大,不可逆损失也较大,造成其焓损占比最大。虽然冷凝器传热温差小于蒸发器传热温差,但是由于其排放到环境的热量没有利用,在冷凝器的焓平衡方程中未考虑此部分热量,造成焓损偏大,使焓损失仍占了相当大一部分。对于泵而言,其压缩过程远离定熵压缩,因此焓损失也较大。综上所述,对系统进行性能优化的顺序依次为蒸发器、冷凝器和泵。

4 结论

本文通过数据中心自然冷却用泵驱动两相回路系统的理论和实验研究,对实验工况下的焓损及分布情况进行分析,在系统处于临界开启温差时,得到如下结论:

- 1) 泵驱动两相回路系统中,蒸发器焓损比例最大,达到 40% 以上,其次是冷凝器和泵,均达到 20% 以上。因此对系统优化次序依次为蒸发器、冷凝器和泵。
- 2) 蒸发器和冷凝器焓损主要是由于空气和工质之间存在传热温差而产生的不可逆损失造成,对二者进行优化可采取以下措施:在相同的负荷需求和经济性的条件下,提高换热器的传热系数、在一定程度上增加传热面积、合理设定室内温度等。
- 3) 泵、冷凝器、电动机和其他部分的焓损随泵频率增大而增大,而蒸发器的焓损随泵频率增大而减小,泵压缩过程的热力学过程线偏离等熵线程度随之变大,在优化泵时应遵循在满足系统要求下,其压缩过程尽量接近定熵压缩。

符号说明

- E ——焓, kJ/kg
- I ——焓损, kJ/kg
- M ——质量流量, kg/s
- P ——功率, kW
- s ——比熵, kJ/(kg·K)
- T ——温度, K
- η ——电机效率

下标

- b——工质泵
- bc——泵出口
- br——泵入口
- d——电机
- l——冷凝器
- lc——冷凝器出口
- lr——冷凝器入口
- q——热量
- s——室内
- x——系统
- z——蒸发器
- zc——蒸发器出口
- zr——蒸发器入口
- 0——环境
- 1——系统循环 1 点
- 2——系统循环 2 点
- 3——系统循环 3 点
- 4——系统循环 4 点
- 5——系统循环 5 点
- 6——系统循环 6 点

参考文献

[1] 中华人民共和国工业和信息化部.国家绿色数据中心试点工作方案[EB/OL].(2015-03-23) [2017-07-25]. [http://www. miit. gov. cn/newweb/n1146290/n4388791/c4215022/content.html](http://www.miit.gov.cn/newweb/n1146290/n4388791/c4215022/content.html).(Ministry of Industry and Information Technology of China. A pilot scheme of national green data center[EB/OL]. (2015-03-23) [2017-07-25]. <http://www. miit. gov. cn/newweb/n1146290/n4388791/c4215022/content.html>.)

[2] 国家发展和改革委员会.公共机构节约能源资源“十三五”规划[EB/OL]. (2016-06-28) [2017-07-26]. http://ecpi. ggj. gov. cn/tzgg/201607/t20160712_290458.htm. (National Development and Reform Commission. 13th Five-Year Plan of save energy and resources in the public institution[EB/OL]. (2016-06-28) [2017-07-26]. http://ecpi. ggj. gov. cn/tzgg/201607/t20160712_290458.htm.)

[3] 皮立华, 李文杰, 刘丽. 云化数据中心的节能减排探讨[J]. 移动通信, 2012, 36(13): 52–56. (PI Lihua, Li Wenjie, LIU Li. Discussion on energy conservation and emission reduction of cloud-enabled data center[J]. Mobile Communications, 2012, 36(13): 52–56.)

[4] 王越. 机械驱动式分离型热管-热环的研究[D]. 天津: 天津轻工业学院, 2000. (WANG Yue. Study on mechanically driven separate-type heat pipe-heat circuit[D]. Tianjin: Tianjin University of Science & Technology, 2000.)

[5] 刘杰. 航天机械泵驱动两相流冷却环路循环特性的研究

[D].上海: 上海交通大学, 2008. (LIU Jie. Investigations on running characteristics of the mechanically pumped two-phase cooling loop for space applications[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008.)

[6] YAN Gang, FENG Yongbin, PENG Leqin. Experimental analysis of a novel cooling system driven by liquid refrigerant pump and vapor compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 49: 11–18.

[7] CREPINSEK M, PARK C. Experimental analysis of pump-assisted and capillary-driven dual-evaporators two-phase cooling loop[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 38: 133–142.

[8] JIANG C, LIU W, WANG H C, et al. Experimental investigation of pump-assisted capillary phase change loop[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 71(1): 581–588.

[9] KELKAR K M, PATANKAR S V, KANG S S, et al. Computational method for generalized analysis of pumped two-phase cooling systems and its application to a system used in data-center environments[C]//Proceedings of the 2010 12th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. Las Vegas: IEEE: 1-11.

[10] 马国远, 周峰, 张双, 等. 一种自然冷却用的液泵驱动热管冷却装置: 201110123424. 3[P]. 2013-07-24. (MA Guoyuan, ZHOU Feng, ZHANG Shuang, et al. A cooling device of pump-driven heat pipe for free cooling: 201110123424. 3[P]. 2013-07-24.)

[11] 马国远, 周峰. 一种用于机房或机柜的带气泵分离式热虹吸管散热装置: 200910088535. 8[P]. 2010-01-06. (MA Guoyuan, ZHOU Feng. A separate thermosiphon heat exchanger with pump for data room and cabinet: 200910088535. 8[P]. 2010-01-06.)

[12] 张双. 数据中心用泵驱动两相冷却回路换热特性研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2015. (ZHANG Shuang. Study on heat transfer characteristics of a pump-driven two-phase cooling loop for data centers[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2015.)

[13] MA Yuezheng, MA Guoyuan, ZHANG Shuang, et al. Cooling performance of a pump-driven two phase cooling system for free cooling in data centers[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95: 143–149.

[14] 周峰, 王绚, 马国远. 数据机房泵驱动自然冷却机组工程运行节能分析[J]. 制冷与空调(北京), 2016, 16(11): 72 – 76. (ZHOU Feng, WANG Xuan, MA Guoyuan. Energy saving analysis of pump-driven free cooling unit for data room[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2016, 16(11): 72–76.)

[15] 李利. 气体在喷管内的焓传递特性研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2012. (LI Li. Characteristic research of the

- exergy transfer in nozzle[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2012.)
- [16] 赵蔚琳, 李菊香. 热管换热器的焓效率分析[J]. 南京工业大学学报, 1993(增刊 1): 50–53. (ZHAO Weilin, LI Juxiang. Exergy efficiency analysis of the heat pipe exchanger[J]. Journal of Nanjing University of Technology, 1993(Suppl.1): 50–53.)
- [17] ZHOU Feng, MA Guoyuan, WANG Shuchun. Entropy generation rate analysis of a thermosiphon heat exchanger for cooling a telecommunication base station[J]. International Journal of Exergy, 2017, 22(2): 139–157.
- [18] 娄载强, 杨冬, 翟建修, 等. 换热器的焓损失分析方法介绍[J]. 制冷与空调(四川), 2013(1): 94–96. (LOU Zaiqiang, YANG Dong, ZHAI Jianxiu, et al. Introduction of exergy loss analysis of heat exchanger[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2013(1): 94–96.)
- [19] NGUYEN D K, SAN J Y. Heat transfer and exergy analysis of a spiral heat exchanger[J]. Heat Transfer Engineering, 2015, 37(12): 1013–1026.
- [20] FANG Guiyin, LIU Xu. Exergy analysis of ice storage air-conditioning system with heat pipe during charging period[J]. Energy for Sustainable Development, 2010, 14(2): 149–153.
- [21] RAVEENDRAN P S, SEKHAR S J. Exergy analysis of a domestic refrigerator with brazed plate heat exchanger as condenser[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2016, 127(3): 1–8.
- [22] KABUL A, KIZILKAN Ö, YAKUT A K. Energy and exergy analysis of a refrigeration system with shell and tube heat exchanger using R404A[J]. Cardiology, 2010, 30(2): 85–93.
- [23] AHAMED J U, SAIDUR R, MASJUKI H H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(3): 1593–1600.
- [24] ERBAY Z, HEPBASLI A. Advanced exergy analysis of a heat pump drying system used in food drying[J]. Drying Technology, 2013, 31(7): 802–810.
- [25] PAPADAKI A, STEGOU-SAGIA A. Exergy analysis of CO₂ heat pump systems[J]. International Journal of Energy and Environment, 2015, 6(2): 165–174.
- [26] YUMRUTAS R, KUNDUZ M, KANOGLU M. Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems[J]. Exergy, An International Journal, 2002, 2(4): 266–272.
- [27] ESEN H, INALLI M, ESEN M, et al. Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers[J]. Building and Environment, 2007, 42(10): 3606–3615.
- [28] BILGEN E, TAKAHASHI H. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems[J]. Exergy, An International Journal, 2002, 2(4): 259–265.
- [29] 曹园树, 孙雪萌, 马志同, 等. 中温地热驱动的跨临界有机朗肯-蒸汽压缩制冷系统的焓分析[J]. 新能源进展, 2014, 2(6): 204–210. (CAO Yuanshu, SUN Xuemeng, MA Zhitong, et al. Exergy analysis of transcritical organic Rankine-vapor compression refrigeration system powered by medium-grade geothermal energy[J]. Advance in New and Renewable Energy, 2014, 2(6): 204–210.)
- [30] 张军辉, 刘娟芳, 陈清华. 有机朗肯循环系统最佳蒸发温度和焓分析[J]. 化工学报, 2013, 64(3): 820–826. (ZHANG Junhui, LIU Juanfang, CHEN Qinghua. Optimal evaporating temperature and exergy analysis for organic Rankine cycle[J]. CIESC Journal, 2013, 64(3): 820–826.)

通信作者简介

周峰, 男, 博士, 助理研究员, 北京工业大学环境与能源工程学院, (010) 67391613, E-mail: zhoufeng@bjut.edu.cn。研究方向: 能量回收, 制冷与空调技术, 热管。

About the corresponding author

Zhou Feng, male, Ph. D., assistant researcher, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, +86 10-67391613, E-mail: zhoufeng@bjut.edu.cn. Research fields: energy-saving, technology of refrigeration and air-conditioning, heat pipe.