

文章编号:0253-4339(2025)01-0086-08

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.01.086

基于机械过冷的双温蒸发 CO₂ 数据中心冷却供热系统性能

代宝民^{1,2} 孔子昂² 刘圣春² 钱家宝² 李伟锋¹ 章立标³

(1 天津大学医学工程与转化医学研究院 天津 300072;

2 天津市制冷技术重点实验室 天津商业大学机械工程学院 天津 300134;3 浙江国祥股份有限公司 上虞 312300)

摘要 为实现数据中心绿色高效制冷,并提高能源综合利用率,提出了集成机械过冷和双温蒸发技术的 CO₂ 数据中心冷却供热系统(DMS-DE)。建立了系统热力学和碳排放特性分析模型,并与基本 CO₂ 系统(Base)和单温蒸发机械过冷 CO₂ 系统(DMS-SE)进行对比分析。结果表明:DMS-DE 存在最大 COP(性能系数)、最优过冷度和排气压力。采用机械过冷技术和双温蒸发技术可显著提升系统 COP 和焓效率。与 Base 和 DMS-SE 相比,COP 分别提高 14.1%和 9.0%,焓效率分别提高 13.24%和 4.31%。DMS-DE 的生命周期碳排放相对 Base 和 DMS-SE 分别降低 16.1%和 9.3%。

关键词 机械过冷;双温蒸发;数据中心;CO₂ 系统;冷热联供

中图分类号:TB61⁺1;TK11⁺4

文献标识码:A

Performance of Cooling and Heating System with Dual-Evaporating Temperature and Mechanical Subcooling Using CO₂ for Data Centers

Dai Baomin^{1,2} Kong Ziang² Liu Shengchun² Qian Jiabao² Li Weifeng² Zhang Libiao³

(1. Academy of Medical Engineering and Translational Medicine, Tianjin University, Tianjin, 300072, China;
2. Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China;
3. Zhejiang King Refrigeration Industry Co., Ltd., Shangyu, 312300, China)

Abstract A CO₂ data center cooling and heating system integrated with dedicated mechanical subcooling and dual-temperature evaporation technology (DMS-DE) is proposed to realize green and efficient cooling for data centers and improve comprehensive energy efficiency. A thermodynamic and carbon emission performance system model was established and compared with the basic CO₂ system (Base) and a single evaporating-temperature CO₂ system with dedicated mechanical subcooling (DMS-SE). The results demonstrated that the DMS-DE system had the maximum coefficient of performance (COP), optimal subcooling degree, and discharge pressure. Therefore, adopting the DMS-DE can significantly increase the system COP and exergy efficiency. Compared with Base and DMS-SE, COP increased by 14.1% and 9.0%, and the exergy efficiency increased by 13.24% and 4.31%, respectively. The life cycle carbon emissions of the DMS-DE system were reduced by 16.1% and 9.3% compared with Base and DMS-SE, respectively. This study can provide a technical reference for the highly efficient and clean operation of combined heating and cooling utilization for data center scenarios.

Keywords mechanical subcooling; dual-temperature evaporation; data center; CO₂ system; combined heating and cooling

数据中心(DC, data center)是现代信息社会的必要基础设施,其运行过程伴随大量的余热生成^[1],且余热资源充足,对余热进行回收利用是实现“双碳”目标的可靠途径。然而,数据中心余热温度通常低于供热设计温度,可采用热泵技术将数据中心余热品位进行提升用于区域供热^[2]。

许多学者对基于热泵的数据中心余热回收技术进行了研究。M. Deymi-Dashtebayaz 等^[3]对比了应用 4 种不同制冷剂的热泵对数据中心进行余热回收,结果表明与 R404A、R407C、R410A 相比,使

用 R134a 为制冷剂的热泵系统具有最佳性能,COP 可提高至 5.47。Z. M. Marshall 等^[4]对比研究了在数据中心冷却中使用 R161、R1234yf、R134a/R245fa 等对系统性能的影响,发现使用 R161 的系统 COP 优于其他制冷剂。J. J. Monsalves 等^[5]预测了在丹麦利用热泵进行余热回收的一体化数据中心的性能,结果显示碳排放可减少 760~1 050 kt。崔科等^[6]提出利用高温热泵回收数据中心余热+市政锅炉补热的联合供热方案,发现每年将减少标煤消耗 3 286.7 t。

通过上述研究可发现对数据中心进行余热回收的热泵系统多数采用 GWP (全球变暖潜值, Global Warming Potential) 较高的常规工质。然而,《蒙特利尔议定书》基加利修正案^[7]对我国已正式生效,采用低 GWP 的环境友好工质是未来热泵系统发展的必然选择,其中自然工质 CO₂ 由于优良的环保特性和热物性引起了广泛关注。还可以发现前人研究的用于数据中心余热回收的热泵回收均采用常规热泵系统。当采用 CO₂ 用于供热场景时,回水温度过高导致较大的节流损失,且对数据中心的回风进行冷却过程中蒸发温度恒定,导致换热不可逆损失过大,系统整体性能偏低。

针对上述问题提出采用机械过冷技术用于改善回水温度过高时性能衰减的缺陷,并采用基于引射器的双温蒸发技术解决单温蒸发导致的空气侧换热不匹配问题。因此,本文提出了基于机械过冷的双温蒸发 CO₂ 数据中心供冷供热系统,分析其用于数据中心供冷及余热回收进行供热的性能提升及减排潜力,为数据中心制冷制热系统的优化和节能运行提供理论依据。

1 模型建立

1.1 基本 CO₂ 数据中心冷却供热系统

基本 CO₂ 数据中心冷却供热系统如图 1 所示。其制冷模式包括自由冷却模式^[8](模式 1)和 CO₂ 冷却供热模式(模式 2)。当室外温度低于数据中心的室内温度时,系统切换至自由冷却模式;当室外温度高于数据中心的室内温度时,切换至 CO₂ 冷却供热模式,运行模式及设备如表 1 所示。

基本 CO₂ 系统(Base)由压缩机、气体冷却器、节流阀和蒸发器组成。从蒸发器流出的低温低压 CO₂ 蒸气经压缩机压缩后成为高温高压的过热蒸气,在气体冷却器中加热回水,加热后的热水为热用户供热。冷却后的 CO₂ 流体流经节流阀降压后成为低温低压的气液两相状态,液态 CO₂ 在蒸发器中蒸发吸收来自数据中心的热空气(DC 机房回风)的热量,冷却后的空气(DC 机房送风)对数据中心的发热部件进行冷却。

1.2 机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统

机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统的运行模式与基本系统一致,即当室外温度低于数据中心的室内温度时,为自由冷却模式,反之为 CO₂ 系统冷却供热模式。为避免重复,下文仅对机械过冷 CO₂ 系统进行介绍。

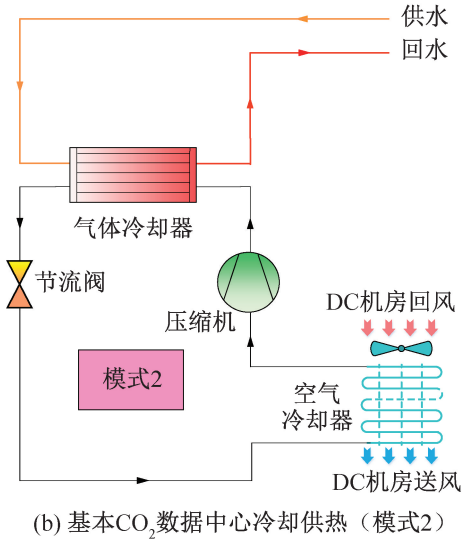
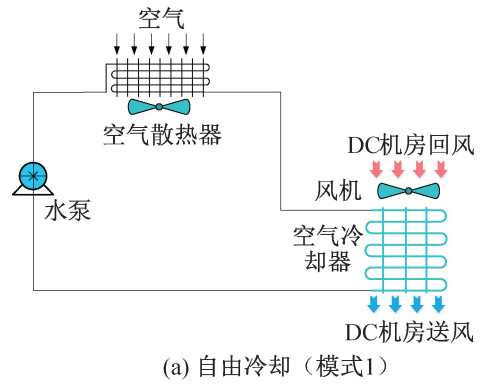


图 1 数据中心冷却供热原理

Fig.1 Principles of cooling and heating in data center

表 1 数据中心运行模式

Tab.1 Data center operation mode

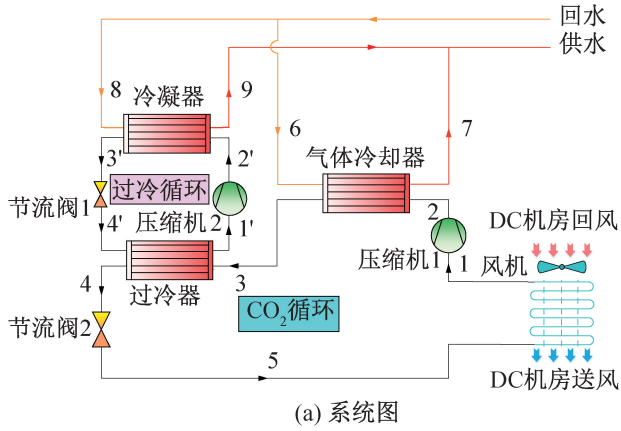
模式	冷却/供热	运行条件	运行设备
模式 1	数据中心冷却	室外温度低于数据中心室内温度	空气冷却器、泵、风机
模式 2	数据中心冷却和供热	室外温度高于数据中心室内温度	压缩机、气体冷却器、节流阀

1.2.1 单温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心系统

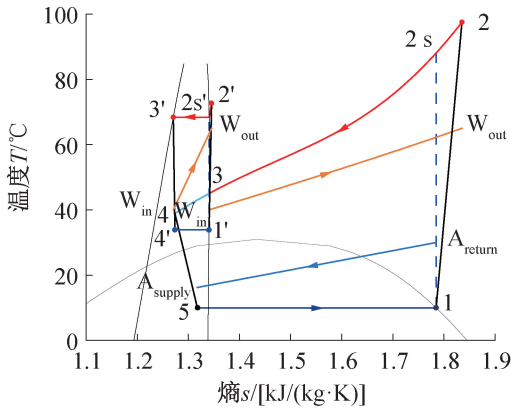
单温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统 (DMS-SE, dedicated mechanical subcooling-single evaporator) 原理如图 2 所示。系统由 CO₂ 循环和过冷循环构成。基于 CO₂ 循环,在其气体冷却器出口设置过冷循环,即采用常规制冷剂的蒸气压缩循环,采用 R1234yf 作为制冷剂,蒸发器为 CO₂ 系统的过冷器,以降低 CO₂ 节流前的温度,减小 CO₂ 的节流损失,气体冷却器和冷凝器用于加热回水,为用户供热。

1.2.2 双温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心系统

双温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统

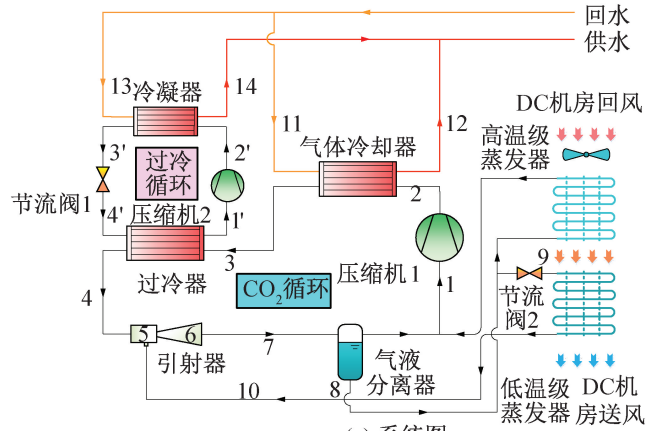


(a) 系统图

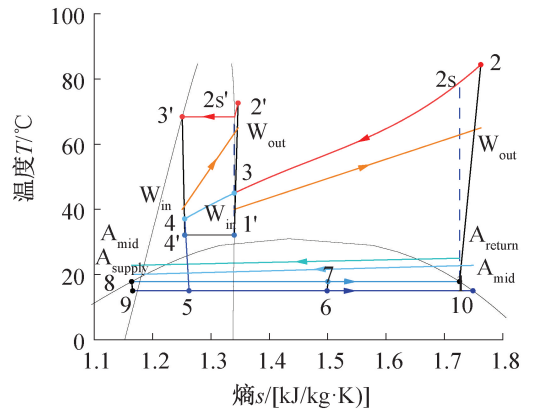


W_{in} 供水; W_{out} 回水; A_{supply} 送风; A_{return} 回风。

(b) T-s图



(a) 系统图



W_{in} 供水; W_{out} 回水; A_{supply} 送风; A_{return} 回风。

(b) T-s图

图2 单温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统

Fig.2 Cooling and heating system of single temperature evaporation mechanical subcooling CO₂ data center

图3 双温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统

Fig.3 Cooling and heating system of dual temperature evaporation mechanical subcooling CO₂ data center

(DMS-DE, dedicated mechanical subcooling-dual evaporator)原理如图3所示。

在单温蒸发器机械过冷 CO₂ 数据中心冷却供热系统的基础上,增加了一个蒸发器和一个引射器。从过冷器流出的 CO₂ 作为一次流进入引射器,引射高温级蒸发器流出的二次流并混合。从引射器流出的气液两相 CO₂ 进入气液分离器,分离出的饱和液体分为两股,一股经节流阀减压进入低温级蒸发器,另一股直接进入高温级蒸发器,并与气液分离器分离出的饱和蒸气汇合进入压缩机。数据中心机房回风依次流过高温级和低温级蒸发器,实现空气的双温蒸发梯级冷却。

CO₂ 数据中心冷却供热系统建立基于以下假设:

- 1) 系统在稳定工况下工作;
- 2) 引射器内的流动是一维流动,出口动能可忽略不计,一次流体和二次流体在混合室中定压混合^[9];
- 3) 气体冷却器、冷凝器和蒸发器的窄点温差均

设为 5 °C^[10];

4) 气体冷却器、过冷器、冷凝器和蒸发器等换热器中的流动设置为逆流;

5) 忽略各部件与管路的压降和散热损失。

系统运行参数及运行边界条件如表2所示。

表2 系统运行额定工况和运行边界条件^[11]

Tab.2 Rated operating conditions and operating boundary conditions of the system^[11] °C

关键运行参数	数值
空气回风温度 $T_{air,return}$	27
空气送风温度 $T_{air,supply}$	17
回水温度 $T_{w,in}$	40
供水温度 $T_{w,out}$	65
蒸发温度 T_{Evap}	12
气冷却器窄点温差 ΔT_{GC}	5
过冷器窄点温差 ΔT_{SC}	5

2 模型分析

2.1 数据中心负荷

数据中心的负荷 P_{DC} 考虑建筑维护结构负荷 P_b 和 IT (information technology) 设备散热负荷 P_{IT} [12], kW:

$$P_{DC}(t) = P_b(t) + P_{IT}(t) \quad (1)$$

2.1.1 建筑围护结构负荷

$$P_b(t) = \sum KA[t_{design} - t_a(t)] \quad (2)$$

式中: K 为总传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; A 为围护结构面积, m^2 ; t_{design} 为数据中心机房设计温度, $^\circ C$; t_a 为数据中心外部环境温度, $^\circ C$ 。

2.1.2 数据中心设备负荷

数据中心设备负荷考虑服务器 (P_{server})、网络设备 ($P_{network}$) 和配电设备 (P_{dis}) 的散热 [13], kW:

$$P_{IT}(t) = P_{server}(t) + P_{network}(t) + P_{dis}(t) \quad (3)$$

选取我国不同气候区的 5 个典型城市 (哈尔滨、北京、上海、昆明、广州), 并针对一个占地面积为 2 000 m^2 , 包括 1 000 个机柜 (每个机柜 14 个服务器) 的数据中心进行分析, 以评估新型系统对位于不同气候区数据中心的适用性。

2.2 系统能量模型

2.2.1 DMS-SE 系统能量模型

CO₂ 循环压缩机功耗 W_{CO_2} (kW):

$$W_{CO_2} = m_{Com}(h_{2s} - h_{1'})/\eta_{g,CO_2} \quad (4)$$

$$\eta_{g,CO_2} = -0.0021(p_2/p_1)^2 - 0.0155(p_2/p_1) + 0.7325 \quad (5)$$

过冷循环制冷剂流量 m_{MS} (kg/s):

$$m_{MS} = m_{Com}(h_3 - h_4)/(h_{1'} - h_{4'}) \quad (6)$$

过冷循环压缩机功耗 W_{MS} (kW):

$$W_{MS} = m_{MS}(h_{2s} - h_{1'})/\eta_{g,MS} \quad (7)$$

$$\eta_{g,MS} = -0.008(p_2/p_1')^4 - 0.2211(p_2/p_1')^3 - 0.2119(p_2/p_1')^2 + 0.8713(p_2/p_1') + 0.0062 \quad (8)$$

DMS-SE 系统总压缩机功耗 W_{tot} (kW)、制热量 Q_h (kW):

$$W_{tot} = W_{MS} + W_{CO_2} \quad (9)$$

$$Q_h = m_{Com}(h_2 - h_3) + m_{MS}(h_{2'} - h_{3'}) \quad (10)$$

式中: m_{Com} 为 CO₂ 循环压缩机中 CO₂ 的质量流量, kg/s; h 为比焓, kJ/kg, 其下标均为图 2 中对应的状态点, 下标 2s、2s' 分别为 CO₂ 循环和过冷循环等熵压缩后的排气状态点; η_{g,CO_2} 为 CO₂ 循环压缩机的等熵效率 [14]; p_1 、 p_2 分别为 CO₂ 循环压缩机的吸排气压力,

MPa; $\eta_{g,MS}$ 为过冷循环压缩机等熵效率 [15], $p_{1'}$ 、 $p_{2'}$ 分别为机械过冷循环压缩机的吸气、排气压力, MPa。

2.2.2 DMS-DE 系统能量模型

DMS-DE 系统在 DMS-SE 系统的基础上多了一个蒸发器和引射器, 引射器的模型详见文献 [16]。

制冷量 Q_c (kW):

$$Q_c = m_{L,Evap}(h_{10} - h_9) + m_{H,Evap}(h_1 - h_8) \quad (11)$$

式中: $m_{L,Evap}$ 、 $m_{H,Evap}$ 分别为低温级、高温级蒸发器中 CO₂ 的质量流量, kg/s; 各下标为图 3 中对应的状态点。

COP:

$$COP = (Q_h + Q_c)/W_{tot} \quad (12)$$

系统制热量、压缩机功耗计算同 DMS-SE 系统, 不再赘述。

2.3 系统焓分析模型

各状态点的焓 E_i (kW) [17]:

$$E_i = m[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (13)$$

各部件的焓损 $E_{D,k}$ (kW):

$$E_{D,k} = E_{F,k} - E_{P,k} \quad (14)$$

式中: i 为系统的每个状态点; $E_{F,k}$ 和 $E_{P,k}$ 分别为第 k 个部件的燃料焓和生产焓, kW。

系统总焓损 $E_{D,tot}$ (kW) 及单位制热量的总焓损 $e_{D,tot}$ (kW/kW):

$$E_{D,tot} = \sum_{k=1}^n E_{D,k} \quad (15)$$

$$e_{D,tot} = E_{D,tot}/Q_h \quad (16)$$

系统焓效率 η_{ex} :

$$\eta_{ex} = 1 - Q_h \frac{e_{D,tot}}{W_{tot}} \quad (17)$$

2.4 系统碳排放分析模型

全生命周期气候性能 (LCCP, life cycle climate performance) 是评价系统在全生命周期碳排放的重要参数, 由直接排放和间接排放两部分构成 [18]:

$$E_{LCCP} = E_{direct} + E_{indirect} \quad (18)$$

$$E_{direct} = C(L\alpha_{ALR}\alpha_{EOL})(GWP + GWP_{Adp}) \quad (19)$$

$$E_{indirect} = LQ_{AEC}\mu_{EM} + \sum(m\mu_{MM}) + \sum(m_r\mu_{RM}) + C(1 + L + \alpha_{ALR})\mu_{RFM} + C(1 - \alpha_{EOL})\mu_{RFD} \quad (20)$$

式中: E_{direct} 、 $E_{indirect}$ 分别为直接碳排放、间接碳排放, t; C 为制冷剂充注量, kg; L 为设备平均寿命, 取 20 a; α_{ALR} (annual leakage rate) 为年泄漏率, 4%; α_{EOL} (end of life refrigerant leakage) 为寿命终时制冷剂泄漏率, 15%; GWP 为全球变暖潜值, kg CO₂/kg; GWP_{Adp} 为制冷剂降解对应的 GWP, kg CO₂/kg; Q_{AEC} (annual en-

ergy consumption) 为年能耗, $\text{kW}\cdot\text{h}$; μ_{EM} (emissions) 为碳排放系数, $\text{kg CO}_2/\text{kg}$; m 为各原材料的质量, kg ; μ_{MM} (material emissions) 为原材料碳排放系数, $\text{kg CO}_2/\text{kg}$; m_r (mass of recycled material) 为可循环回收材料的质量, kg ; μ_{RM} (recycled material) 为回收材料时碳排放系数, $\text{kg CO}_2/\text{kg}$; μ_{RFM} (refrigerant manufacturing emissions) 为生产制冷剂碳排放系数, $\text{kg CO}_2/\text{kg}$; μ_{RFD} (refrigerant disposal emissions) 为处理制冷剂的碳排放系数, $\text{kg CO}_2/\text{kg}$ 。

3 结果与讨论

3.1 模型验证

将本文中的单温蒸发器机械过冷 CO_2 系统的结果与 R. Llopis 等^[19]的理论结果进行对比,并进一步将本文带有引射器的 CO_2 制冷循环的结果与 Zhu Yin-hai 等^[20]的实验结果进行对比,发现 COP 的平均相对误差分别为 3.67% 和 5.08%,表明本文模型可靠。

3.2 冷却供热系统性能分析

图 4 所示为 DMS-SE 和 DMS-DE 在额定工况下 COP 随排气压力和过冷度的变化。可以发现, COP 随排气压力和过冷度均呈现先增加后减小的变化规律。在额定工况下系统均存在最优排气压力和最优过冷度。

对于 DMS-SE 系统,在过冷度为 $13.0\text{ }^\circ\text{C}$ 、排气压力为 11.7 MPa 时,系统 COP 最大为 5.528;对于 DMS-DE,在过冷度为 $10.0\text{ }^\circ\text{C}$ 、排气压力为 11.9 MPa 时,系统 COP 最大为 5.990,大于 DMS-SE 的最大 COP。这是由于双温蒸发和引射器的应用,极大降低了节流和换热的不可逆损失。因此,排气压力和过冷度是影响系统性能的两个重要运行参数,以下结果均基于相应工况下的最优排气压力和过冷度进行分析。

各系统最大 COP 随数据中心机房送风温度的变化如图 5 所示。可以发现,在送风温度 $T_{\text{air, supply}}$ 为 $12\sim 22\text{ }^\circ\text{C}$,各系统最大 COP 均呈上升趋势。在 $T_{\text{air, supply}} = 17\text{ }^\circ\text{C}$ 时, DMS-DE 的 COP 为 6.13,相对 Base 和 DMS-SE 分别提高了 23.3% 和 15.6%。且送风温度越高,采用机械过冷技术和双温蒸发技术的能效提升越显著。在 $T_{\text{air, supply}} = 22\text{ }^\circ\text{C}$ 时, DMS-DE 的 COP 相对 Base 和 DMS-SE 的提升率高达 14.1% 和 9.0%。这是由于机械过冷可显著降低节流前 CO_2 流体的温度,降低节流不可逆损失;引射器的引入使空气通过双温蒸发实现梯级冷却,显著降低换热过程的温差和不可逆损失,并且相对于传统单温蒸发过程,双温蒸发使压缩机的吸气压力升高,压缩比降低,压

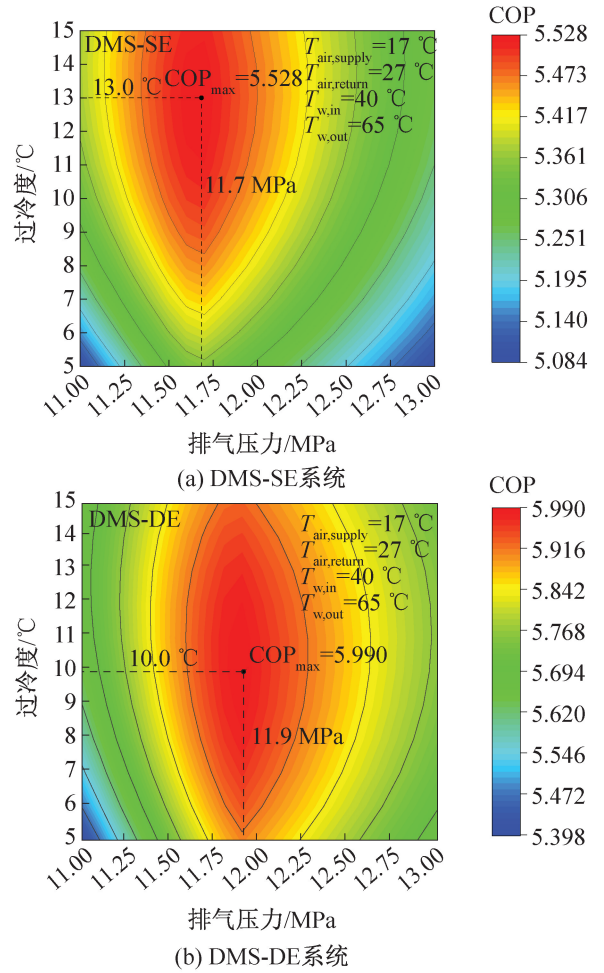


图 4 不同系统的 COP 随过冷度和排气压力的变化
Fig.4 COP of different systems varies with subcooling degree and discharge pressure

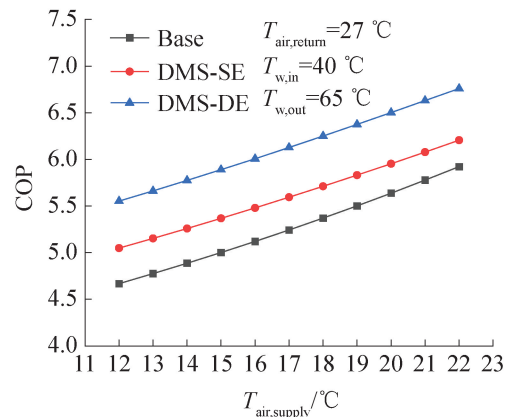


图 5 不同系统 COP 随送风温度的变化
Fig.5 COP of different systems varies with supply air temperature

缩机的效率增加。以上两种改进技术的集成使 DMS-DE 能效显著提升。

两种机械过冷系统的最优过冷度随数据中心送

风温度的变化如图 6 所示。在 $T_{air, supply}$ 为 12~22 °C 时, DMS-SE 和 DMS-DE 最优过冷度均随送风温度的增加而降低, 这是由于随蒸发温度增加, 蒸发温度与气体冷却器出口温度的温差降低, 节流损失减小, 系统所需过冷度也逐渐减小。DMS-SE 的最优过冷度始终高于 DMS-DE, 在 $T_{air, supply}$ 为 22 °C 时, DMS-DE 的最优过冷度为 5.9 °C, 比 DMS-SE 低 2.8 °C。这是因为 DMS-SE 的节流损失降低仅通过机械过冷技术实现, 而对于 DMS-DE, 机械过冷和引射技术均可降低节流损失, 但过冷度越大, 引射器可回收的膨胀功越少, 导致机械过冷技术和引射器技术对性能改进的贡献随过冷度呈此消彼长的关系。因此, 引入引射器的 DMS-DE 的过冷度低于 DMS-SE。

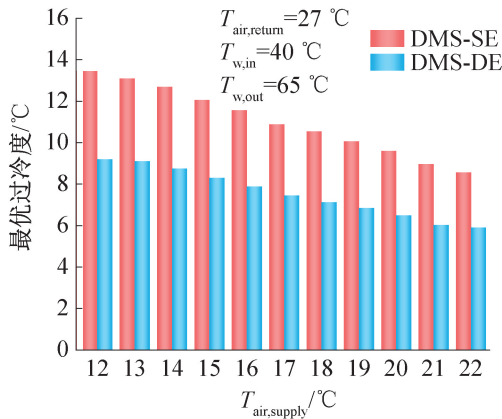


图 6 不同系统的最优过冷度

Fig.6 Optimal degree of subcooling for different systems

各系统的最优排气压力随数据中心送风温度的变化如图 7 所示。在 $T_{air, supply}$ 为 12~22 °C 时, DMS-SE 和 DMS-DE 的排气压力随送风温度的增加而增加, Base 的排气压力不断降低, DMS-DE 的最优排气压力最高。这是由于 DMS-SE 和 DMS-DE 引入了机械过冷技术, 由图 6 可知, 过冷度随蒸发温度的增加而不断减小, 导致节流前 CO₂ 温度升高, 而最优排气压力与节流前温度呈正相关, 与蒸发温度呈负相关, 但节流前温度对排气压力的敏感性高于蒸发温度, 因此相应的最优排气压力也升高, 从 Base 的排气压力变化也可以看出, 随着蒸发温度的升高, 其排气压力变化较小; DMS-DE 的过冷度相较 DMS-SE 偏低, 导致其排气压力最高。

不同系统各部件焓损随送风温度的变化如图 8 所示。可以看到, 各系统焓损随送风温度的升高而减小, 且 DMS-DE 焓损始终小于其他两个系统。在 $T_{air, supply}$ 为 22 °C 时, DMS-DE 焓损减小至 0.19 kW/kW, 比 Base 和 DMS-SE 分别降低 43.26% 和 12.42%。这是由于 DMS-DE 通过机械过冷和引射器技术的集成,

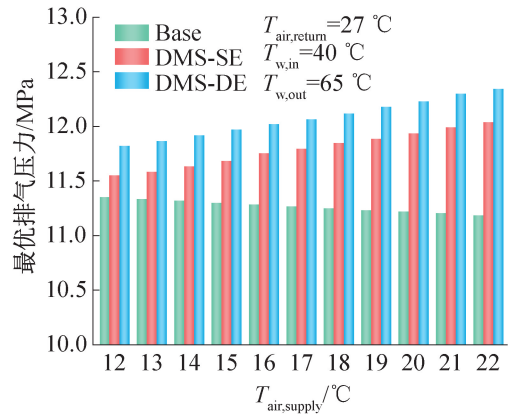
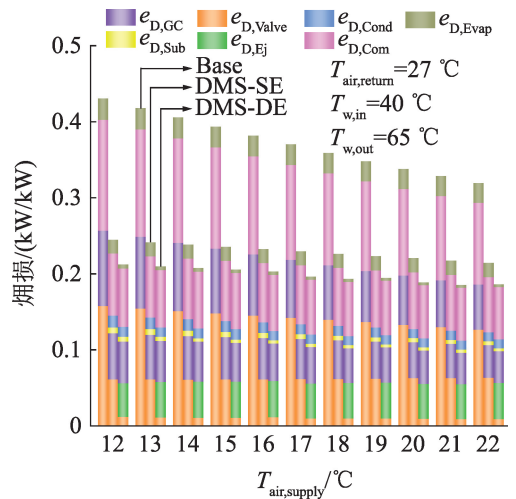


图 7 不同系统的最优排气压力

Fig.7 Optimal discharge pressure for different systems



Valve 节流阀; Ej 引射器; GC 气体冷却器; Sub 过冷器; Cond 冷凝器; Com 压缩机; Evap 蒸发器。

图 8 不同系统焓损随送风温度的变化

Fig.8 Exergic damage of different systems varies with supply air temperature

大幅减小了节流损失和蒸发器的换热不可逆损失。在额定工况下, DMS-DE 的引射器和节流阀的焓损之和分别比 Base 和 DMS-SE 节流阀焓损降低 59.3% 和 5.9%, 同时 DMS-DE 双温蒸发的蒸发器焓损分别比以上两系统降低 85.6% 和 78.9%。此外, 压缩机焓损也显著降低, DMS-DE 的压缩机焓损也分别降低 43.2% 和 6.6%。因此, DMS-DE 的焓损最小。

各系统在不同送风温度下的焓效率如图 9 所示。可以看出, DMS-DE 的焓效率始终优于其他两个系统。在 $T_{air, supply}$ 为 12 °C 时, DMS-DE 焓效率最高为 0.248, 比 Base 和 DMS-SE 分别提高 18.7% 和 4.6%, 这同样归功于机械过冷和引射器技术的集成。还可以发现, 送风温度越低, 系统焓效率的提升效果越显著, 结合图 8 各部件焓损的结果可以看出, 这是由于送风温度越低, 节流、蒸发器以及压缩机的损失越大,

而通过两种技术的集成,系统的节流、蒸发器换热以及压缩机不可逆损失的降低效果越显著。

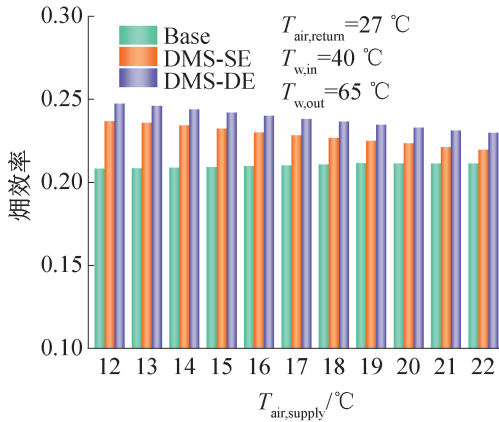


图9 不同系统的炯效率随送风温度的变化

Fig.9 Exergetic efficiency of different systems varies with supply air temperature

各系统在不同气候区的典型城市使用时的LCCP如图10所示。可以看出,DMS-DE的碳排放量均低于Base和DMS-SE。以北京为例,DMS-DE系统的碳排放量为3 312.4 t,比Base和DMS-SE分别降低16.1%和9.3%。而碳排放量受系统所在地气候条件的影响较小,这是由于相对建筑负荷,设备负荷占数据中心总负荷的绝大比例,而设备负荷受气候条件影响不显著,故对不同城市各系统的LCCP值差异较小。

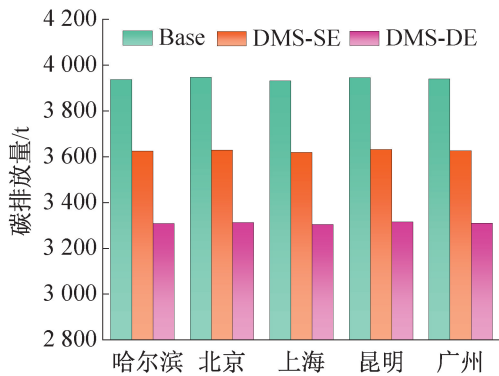


图10 不同系统在各城市使用时的LCCP

Fig.10 LCCP of different systems used in different cities

4 结论

本文提出了基于机械过冷的双温蒸发CO₂数据中心冷却供热系统(DMS-DE),解决了供热工况较高的回水温度下系统性能衰减的问题,并改善了蒸发器空气侧换热过程的温度匹配,使数据中心余热得到高效利用。与基本CO₂系统(Base)和单温蒸发机械过冷CO₂系统(DMS-SE)的热力学性能进行综合对比,

并进一步分析了各系统全生命周期的碳排放(LCCP),主要结论如下:

1) DMS-SE和DMS-DE的COP随过冷度和排气压力均先增大后减小,两系统均存在最大COP、最优过冷度和排气压力。

2) 采用机械过冷技术和双温蒸发技术可显著提升系统COP。在送风温度为22℃时,DMS-DE的COP高达6.76,相对Base和DMS-SE分别提高14.1%和9.0%。

3) 采用机械过冷技术和双温蒸发技术可降低系统炯损,提高系统炯效率。在额定工况下,DMS-DE炯效率相对Base和DMS-SE分别提高13.24%和4.31%。

4) DMS-DE的LCCP最低,DMS-DE在北京使用时的碳排放量为3 312.4 t,比Base和DMS-SE分别降低16.1%和9.3%。

本文受中国博士后科学基金项目(2023M732582)资助。(The project was supported by the Postdoctoral Science Foundation project (No. 2023M732582).)

参考文献

[1] WAHLROOS M, PÄRSSINEN M, RINNE S, et al. Future views on waste heat utilization - case of data centers in Northern Europe [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 82: 1749-1764.

[2] 黄翔, 屈名勋. “双碳”目标下绿色数据中心冷却关键技术路径的探讨[J]. *制冷与空调(北京)*, 2022, 22(3): 1-10. (HUANG Xiang, QU Mingxun. Discussion on the key technology path of green data center cooling under carbon peaking and carbon neutrality goals [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2022, 22(3): 1-10.)

[3] DEYMI-DASHTEBAYAZ M, VALIPOUR-NAMANLO S. Thermoeconomic and environmental feasibility of waste heat recovery of a data center using air source heat pump [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2019, 219: 117-126.

[4] MARSHALL Z M, DUQUETTE J. A techno-economic evaluation of low global warming potential heat pump assisted organic Rankine cycle systems for data center waste heat recovery [J]. *Energy*, 2022, 242: 122528.

[5] MONSALVES J J, BERGAENTZLÉ C, KELES D. Impacts of flexible-cooling and waste-heat recovery from data centres on energy systems: a Danish case study [J]. *Energy*, 2023, 281: 128112.

[6] 崔科, 马长明, 檀志恒, 等. 数据中心余热在城镇供热中的应用研究[J]. *建筑节能(中英文)*, 2023, 51(7): 74-78. (CUI Ke, MA Changming, TAN Zhiheng, et al. Application of waste heat of data center in urban heating

- [J]. *Building Energy Efficiency*, 2023, 51(7): 74–78.)
- [7] 我国正式接受《〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉基加利修正案》[R/OL]. (2021-06-21)[2021-10-05]. http://www.mee.gov.cn/ywdt/hjy-wnews/202106/t20210621_841062.shtml. (Ministry of Ecology and Environment. Our country formally accepts the Kigali Amendment to the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer [R/OL]. (2021-06-21)[2021-10-05]. http://www.mee.gov.cn/ywdt/hjy-wnews/202106/t20210621_841062.shtml.)
- [8] DING Jing, ZHANG Hainan, LENG Dongmei, et al. Experimental investigation and application analysis on an integrated system of free cooling and heat recovery for data centers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 136: 142–151.
- [9] 熊治康, 何阳, 邓建强. 跨临界 CO₂ 多联喷射器制冷系统动态模型研究[J]. *制冷学报*, 2023, 44(4): 102–111. (XIONG Zhikang, HE Yang, DENG Jianqiang. Development of dynamic model of transcritical CO₂ multi-ejector refrigeration system[J]. *Journal of Refrigeration*, 2023, 44(4): 102–111.)
- [10] BAI Tao, YAN Gang, YU Jianlin. Thermodynamic analyses on an ejector enhanced CO₂ transcritical heat pump cycle with vapor-injection[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 58: 22–34.
- [11] 数据中心设计规范: GB 50174—2017[S]. 北京: 中国计划出版社, 2017. (Data center design specification: GB 50174—2017 [S]. Beijing: China Planning Press, 2017.)
- [12] WANG Xiaoyuan, LI Hao, WANG Yongzhen, et al. Energy, exergy, and economic analysis of a data center energy system driven by the CO₂ ground source heat pump: prosumer perspective [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 232: 113877.
- [13] CHEUNG H, WANG Shengwei, ZHUANG Chaoqun, et al. A simplified power consumption model of information technology (IT) equipment in data centers for energy system real-time dynamic simulation[J]. *Applied Energy*, 2018, 222: 329–342.
- [14] GULLO P, ELMGAARD B, CORTELLA G. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 64: 61–79.
- [15] BOTTICELLA F, DE ROSSI F, MAURO A W, et al. Multi-criteria (thermodynamic, economic and environmental) analysis of possible design options for residential heating split systems working with low GWP refrigerants [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 87: 131–153.
- [16] DAI Baomin, LIU Chen, LIU Shengchun, et al. Life cycle techno-enviro-economic assessment of dual-temperature evaporation transcritical CO₂ high-temperature heat pump systems for industrial waste heat recovery [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 219: 119570.
- [17] CHEN Jianyong, HAVTUN H, PALM B. Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system[J]. *Applied Energy*, 2015, 144: 139–151.
- [18] HWANG Y, FERREIRA C I, PIAO C C, et al. Guideline for life cycle climate performance [R]. International Institute of Refrigeration, 2016.
- [19] LLOPIS R, CABELLO R, SÁNCHEZ D, et al. Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 55: 129–141.
- [20] ZHU Yin Hai, LI Conghui, ZHANG Fuzhen, et al. Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 151: 98–106.

通信作者简介

刘圣春,男,教授,天津商业大学机械工程学院,13920682426, E-mail: liushch@tjcu.edu.cn。研究方向:自然工质替代,制冷系统节能与优化。

About the corresponding author

Liu Shengchun, professor, School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, 86-13920682426, E-mail: liushch@tjcu.edu.cn. Research fields: replacement of natural working medium, energy saving and optimization of refrigeration system.