在运数据中心模拟高效露点冷却系统的性能评估

蒋中[1*] 萧嘉浩[1] 梁钧浩[1]

（[1]广州科技职业技术大学 中国 广东省 广州市 510550）

摘　要：冷却系统是数据中心的关键组成部分，负责为 IT 服务器的运行持续维持适宜的温度与相对湿度，而冷却系统在数据中心用电中占据相当大的比重。本文综述了数据中心的各类冷却系统：超高效露点冷却机凭借创新的结构设计，是能效最高的冷却系统之一；本研究分析了露点冷却系统的创新结构、冷却原理及其面临的主要挑战。本研究考察了位于温暖湿润地区的 GK 大学一座在运数据中心。该数据中心目前采用传统蒸气压缩风冷系统为 IT 服务器降温，分析表明，该冷却系统因能耗高，电能利用效率（PUE）达 1.87。针对这一问题，本研究以模拟的超高效露点冷却系统替代蒸气压缩风冷系统，采用最小二乘法与套索回归（Lasso Regression）建立了露点冷却系统的数学模型，并通过交叉验证确认了模型的有效性。模型预测的产品空气温度表明，其效率显著高于传统冷却系统。为克服冷却能力潜力受限的问题，本文模拟引入一台民用除湿机作为辅助部件；该除湿机以极低的能耗有效提升了露点冷却系统的性能，使 PUE 显著降低。

关键词：数据中心；露点冷却；蒸发冷却；电能利用效率；数学模型；除湿

DOI：10.64549/jtii.v1i5.110

作者简介：蒋中（1984-），男，硕士研究生，高级工程师，研究方向为数据中心冷却与建筑节能；

萧嘉浩（2004-），男，本科，研究方向为人工智能与建筑节能；

梁钧浩（2005-），男，本科，研究方向为人工智能与建筑节能。

通讯作者*：蒋中（1984-），男，硕士研究生，高级工程师，研究方向为数据中心冷却与建筑节能。

Performance Evaluation of a Simulated High-Efficiency Dew Point Cooling System in an Operational Live Data Centre

Zhong Jiang[1*] Jiahao Xiao[1] Junhao Liang[1]

([1]Guangzhou Vocational University of Science and Technology , Guangzhou, Guangdong, China, 510550)

Abstract: The cooling system is a crucial component of the data centre, responsible for maintaining a consistently suitable temperature and relative humidity for IT server operation, while cooling systems represent a substantial share of the electricity consumption in data centres. This dissertation provides an overview of various cooling systems for data centres. The super performance dew point cooler, with its innovative structural design, is one of the most energy-efficient cooling systems. This research analyses the innovative structure and cooling principles of dew point cooling systems, as well as the primary challenges they face. This research investigates the operation of a live data centre at GK University, situated in a warm and humid region. The GK data centre currently utilizes a traditional vapor compression air cooling system for IT server cooling. The analysis reveals that this conventional cooling system results in a power usage effectiveness (PUE) of 1.87 due to its high energy consumption. To address this issue, the study replaces the vapor compression air cooling system with a simulated super performance dew point cooling system. A mathematical model of the dew point cooling system was established using the Least Squares Method and Lasso Regression, with cross-validation confirming its effectiveness. The predicted product air temperature from the model demonstrated significantly higher efficiency compared to the traditional cooling system. To overcome the limitations of its cooling capacity potential, a civilian dehumidifier was simulated as a supplementary component. The dehumidifier effectively enhanced the performance of the dew point cooling system while consuming minimal energy, resulting in a significant reduction in PUE.

Keywords: Data Centre; Dew Point Cooling; Evaporative Cooling; Power Usage Effectiveness; Mathematical Model; Dehumidifier

引言

建筑能耗在现代社会总能源消费中所占比重日益增大，且主要表现为电力消耗，这给碳减排目标的实现带来了挑战[1]。特别是随着人工智能与云计算的到来，数据中心的电力需求迅速增长，成为降低碳排放的一大障碍[2,5,13]。据相关报告，电费目前约占数据中心总运营成本的一半，高能耗始终是数据中心运营管理中的主要难题[3,14]。

在数据中心中，信息处理设备所消耗的电能几乎全部转化为热量；为保证设备正常的工作环境，这些热量必须及时散出。尽管用于数据中心的传统蒸气压缩冷却系统已经十分成熟，但其仍然产生较高的能耗。为数据中心选择适宜的冷却系统至关重要，需要综合考虑规模、地区以及建设政策导向等因素[4,5,7]。

一、自然冷却

为有效降低数据中心温度，自然冷却是一种能耗极低的理想方案。

中国最大的云数据中心——阿里云数据中心，目前坐落于河北与内蒙古交界的张北地区[6]。在中国西南部多山的贵州省，分布着苹果、华为、腾讯等公司的数据中心；此外，Facebook（脸书）和 Google（谷歌）在北欧最寒冷的近北极地区建立了数据中心[8]。这些大型数据中心选址于偏远地区并非巧合：许多知名企业利用自然空气或自然水体为数据中心换热，从而大幅降低能耗。

以张北阿里云数据中心为例，张北拥有独特的气候条件，年平均气温仅 2.6℃，年内最低气温曾创下-40℃的纪录。寒冷的气候使其每年可利用室外空气为数据中心制冷 300 天以上[6,9]。张北数据中心利用空气处理机组（AHU）冷却数据中心（PUE=1.09）：当环境温度低于设定值（如 25℃）时，AHU 设备将经过过滤和湿度处理的室外冷空气直接送入机房；当环境温度高于设定值时，则通过喷淋、过滤为机房内的服务器降温，或启动备用制冷空调为 IT 设备机房降温。



图 1 微软 Natick 水下数据中心项目（引自文献[10]）

为充分利用自然环境温度，水下数据中心已成为值得期待的选择。如图 1 所示，微软在苏格兰奥克尼群岛附近海域部署了成熟的水下数据中心样机，可容纳 855 台服务器，该项目于 2020 年 9 月完成，进一步验证了水下数据中心的可行性[10,11]。全球首个商用水下数据中心于 2022 年 12 月在海南建成并投入运行，重达 1400 吨，预计其整体能效较同等服务器规模提升 40%~60%[12]。

水下数据中心的主要优势在于能够实现免费冷却，并与陆地上多变的环境相隔离。与陆基数据中心相比，IT

服务器的运行实验表明，水下数据中心的故障率极低。

与此同时，沿海岸线大量部署水下数据中心可能对海洋生态系统造成显著的环境影响；在这类设施中，单台服务器一旦发生故障，由于工程师难以现场检修，相关业务主要只能被中断或切换。此外，并非所有数据中心都有财力搬迁至适宜的寒冷地区，中小型数据中心尤其如此。许多本地数据中心，包括教育机构、政府机关和企业所属的数据中心，都位于温暖或炎热地区。

二、蒸气压缩风冷

典型的数据中心冷却系统由机械制冷子系统和末端冷却子系统组成，末端冷却子系统借助机械制冷子系统将室内设备的热量传递至室外环境。该冷却系统约占数据中心总耗电的 30%，并在数据中心冷却市场中占据主导地位[4,5]。末端冷却子系统又可进一步分为风冷技术与液冷技术，其中风冷是绝大多数数据中心的选择。

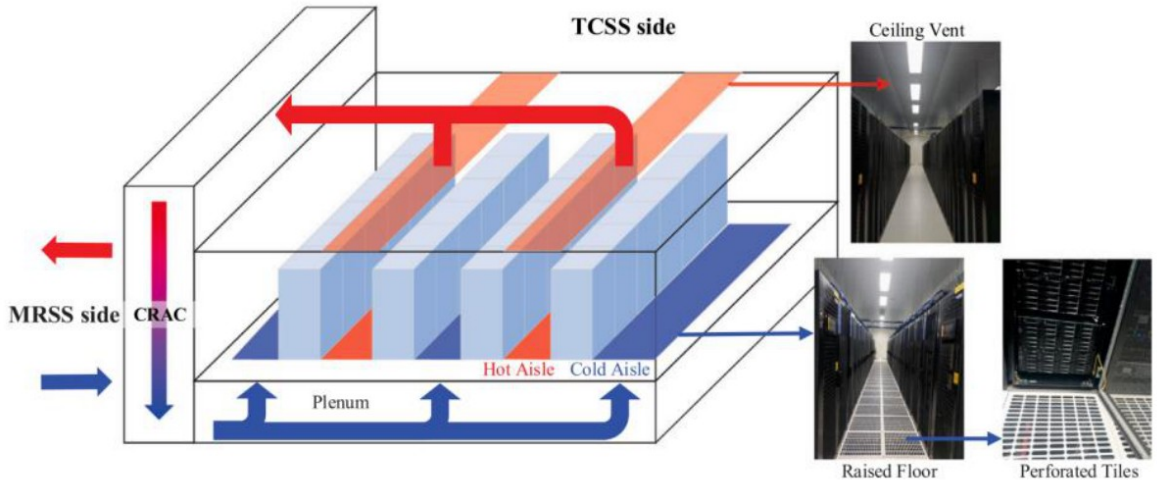


图 2 机房精密空调（CRAC）中蒸气压缩风冷技术的运行（引自文献[4]）

图 2 展示了 CRAC 中机械制冷冷却的工作过程：冷风由架空地板送出，吸收服务器的热量后变为热气流，再经天花板通风口排出，最终完成换热循环[4]。但在整个换热循环中，仍可能存在未能被充分排出的热点。为解决这一问题，制造商开发出将热空气与冷空气相分离的封闭系统，如图 3（b）所示。

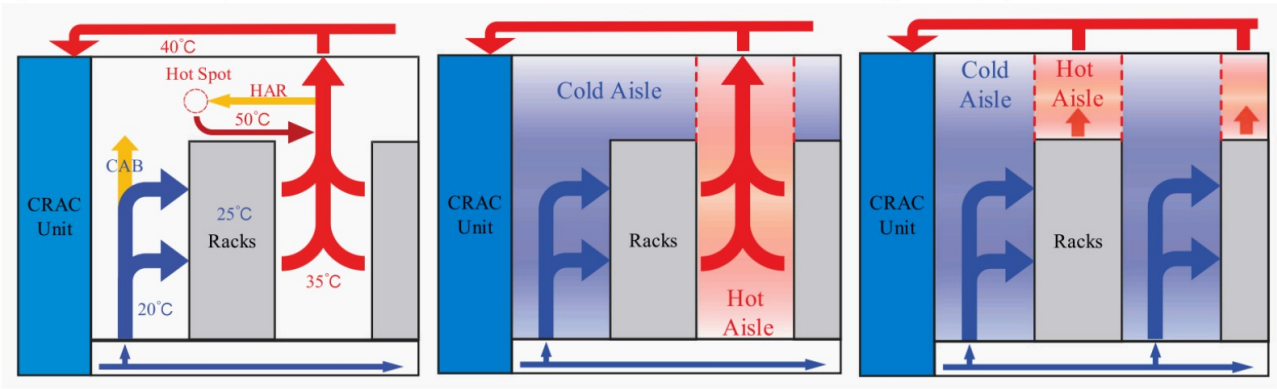


图 3 自由气流冷却与热通道封闭系统：（a）房间级冷却；（b）热通道封闭系统（引自文献[4]）

三、液体冷却

尽管风冷技术应用广泛、成熟可靠，但由于空气密度低、散热能力有限，其效率仍然不高。随着高性能服务器的出现，这一局限将更加突出：数据中心中高性能服务器的发热量超过 100 W/cm^2，而空气的最大排热能力仅约 37 W/cm^2[14]，风冷可能难以满足高性能数据中心的散热要求，必须寻求替代方案。

液冷系统用于数据中心，可有效冷却高密度服务器及其他部件。其工作原理是将组件的热量传递给液态冷却剂，冷却剂经循环冷却后再返回组件。液冷系统主要有直接式与间接式两种类型。

1. 直接液体冷却

在直接液冷系统中，冷却剂与发热组件直接接触，通常是将组件浸没在具有高导热系数的绝缘液体中；液体在组件周围循环，吸收并带走热量。随后冷却剂被泵送通过换热器，将热量传递给通常为水的二次冷却剂，二次冷却剂在冷却塔或其他排热系统中冷却后再返回换热器。

2. 间接液体冷却

在间接液冷系统中，冷却剂不与发热组件直接接触，而是流经与组件相接触的冷却板或换热器；组件的热量通过冷却板或换热器传递给冷却剂。冷却剂随后被泵送通过换热器，将热量传递给通常为水的二次冷却剂，二次冷却剂在冷却塔或其他排热系统中冷却后再返回换热器。

表 1 直接液冷与间接液冷系统的差异

特征	直接液体冷却	间接液体冷却
冷却剂与组件的接触	直接	间接
冷却剂类型	绝缘液体	水或其他液体
冷却效率	高	较低
复杂程度	较高	较低
成本	较高	较低

如表 1 所示，直接液冷系统因冷却剂与发热组件直接接触，效率通常高于间接液冷系统，但其实施也更为复杂、昂贵；间接液冷系统效率相对较低，却提供了更简单、更具成本效益的解决方案。数据中心液冷系统的选择取决于多种因素，包括服务器密度、能源成本以及冷却系统的环境影响等。

（四）蒸发冷却

机械蒸气压缩制冷系统目前在数据中心市场占据主导地位。尽管蒸气压缩冷却技术成熟且具有成本效益，但其性能系数（COP）较低，由此导致高能耗、高碳排放，并使数据中心具有较高的 PUE[15-17]。与机械蒸气压缩冷却不同，蒸发冷却是一种自然而节能的空气冷却方法，它利用蒸发原理，即液体转变为气体的过程：水在蒸发时从周围环境中吸收热量。蒸发冷却系统通常分为直接蒸发冷却与间接蒸发冷却两类。

1. 直接蒸发冷却

直接蒸发冷却是一种简单而节能的方法，它使空气流过湿润表面；当空气流过湿表面时，水分蒸发，吸收空气中的热量并使空气降温。



图 4 民用食堂中的蒸发冷却风扇（中国广州）

由于直接蒸发冷却是水与空气的直接接触，会增加产品空气的湿度，因而不适用于电气设备机房的制冷。如图 4 所示，因其成本低廉，该方式在民用市场得到广泛应用。然而，受空气湿球温度的限制，直接蒸发冷却无法获得低于湿球温度的送风温度，冷却能力的潜力受到制约。

2. 间接蒸发冷却

在间接蒸发冷却系统中，产品空气不与湿通道表面直接接触，该过程在冷却空气的同时不向产品空气增加水分。它通过换热器实现：换热器一侧为经蒸发冷却的空气（一次空气），另一侧为被冷却的空气（二次空气），后者不与水直接接触。

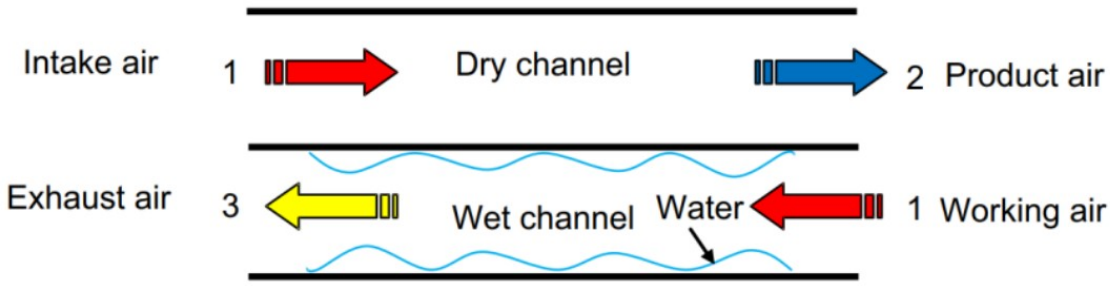


图 5 传统间接冷却的工作原理（引自文献[18]）

如图 5 所示，与直接蒸发冷却类似，间接冷却的冷却能力也受进风空气湿球温度的限制。

3. 露点冷却

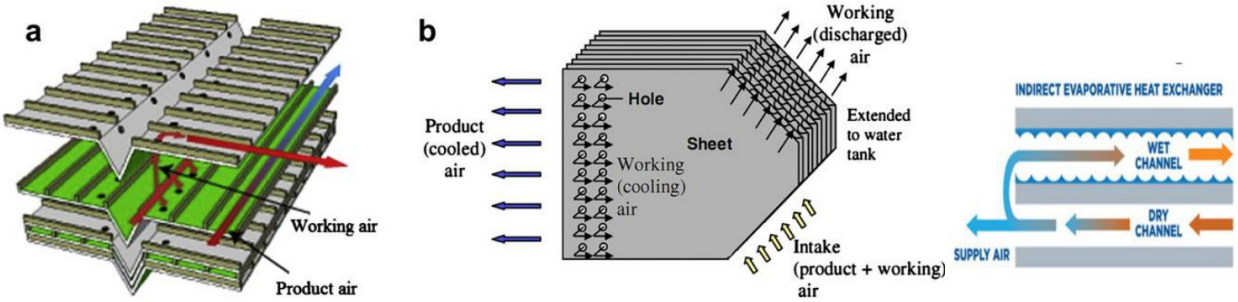


图 6 露点冷却的工作原理：（a）叉流；（b）逆流（引自文献[19]）

如图 6 所示，为克服传统蒸发冷却方法的局限，露点冷却采用多种工作结构，在工作空气进入湿通道之前对其进行预冷。该过程将空气温度降至露点温度，与传统间接蒸发冷却相比，冷却效率可提高 20%~30%[19]。由于无需高能耗的机械压缩机，露点冷却能耗极低，具有极高的性能系数（COP），并可显著降低数据中心的 PUE，因而成为一种极具前景的冷却方案。

表 2 数据中心冷却技术汇总

冷却技术	优势	主要挑战
自然冷却	自然、可持续，能耗低，电能利用效率（PUE）极低	须建于寒冷偏远地区，初始建设成本过高，维护困难
风冷	技术成熟，成本可控，便于维护[4]	能耗较高，COP 仅为 3~4
液冷	可最有效地冷却高密度服务器，故障率低	市场需求低，兼容性差，成本高
蒸发冷却（含露点冷却）	能耗较低，碳足迹减少，效率高，COP 达 15~52.5[15,18]	设备体积大，成本高

如表 2 所总结，当前数据中心冷却技术主要面临以下挑战：（1）大型企业有财力在自然环境中建设数据中心以降低能耗，但占市场 95%以上的中小型数据中心，需要低能耗的高效冷却方案；（2）风冷虽具有成本效益，却往往能耗较高，而液冷虽然效率更优，但成本更高，可能并不适用于大多数数据中心；（3）蒸发冷却凭借高效率、低能源成本，是数据中心冷却的一种颇具前景的方案，但直接与间接蒸发冷却均受空气湿球温度限制，制约了其降低产品空气温度的潜力。

近年来，大量研究成果不断涌现，为数据中心冷却技术指明了新的研究方向。经过结构优化与改进，超高效露点冷却无疑是一个潜力巨大的方向。本文将以中国广州 GK 大学的数据中心冷却系统为研究案例，将传统蒸气压缩风冷系统与模拟的超高效露点冷却系统进行比较，分析二者在实际运行中的性能差异。

四、广州 GK 大学在运数据中心概况

GK 大学数据中心位于中国广州，为约 2 万名师生提供数据运行服务。由于广州气候炎热潮湿，在该地区运行数据中心面临显著挑战。IT 机房的现状如下。

（一）IT 机房布局与现有冷却系统

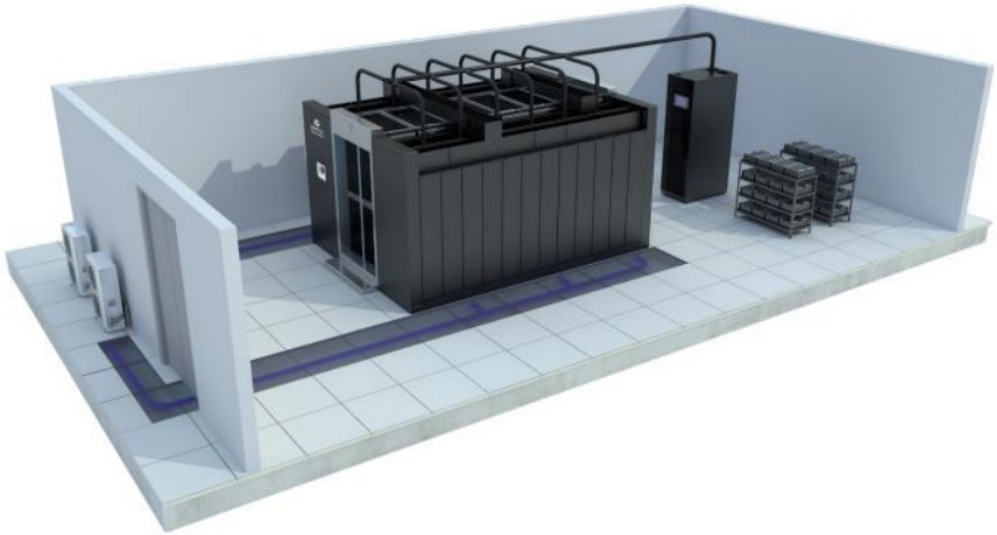


图 7 集成不间断电源（UPS）的机房精密空调（CRAC）（引自文献[21]）

如图 7 所示, 面积为 60 m^2的 IT 服务器机房内布置有 IT 机架, 并配置 Vertiv（维谛）机房精密空调（CRAC）与集成式不间断电源（UPS）。



图 8 GK 数据中心制冷系统现场照片：（a）架空地板抬高 0.5 m；（b）机房精密空调（Vertiv SmartAisle）；（c）CRAC 内部

该数据中心采用架空地板设计实现房间级冷却，架空地板高 0.5 m，地板下方敷设送风与排风管道。CRAC 内设有两排服务器机柜，每排包含 7 个 IT 服务器机架，每个机架尺寸为 2000 mm（高）×600 mm（宽）×1100 mm（深），单个服务器机架的最大设计热负荷为 5 kW。Vertiv CRAC 是一套综合集成解决方案，整合了机柜系统、供配电系统和监控系统，支持按需增加服务器进行模块化扩展，并具备先进的智能监控能力，可对每个 IT 服务器机架的电压、电流、功率、电能、温度和湿度进行监测，并按需自动报警。

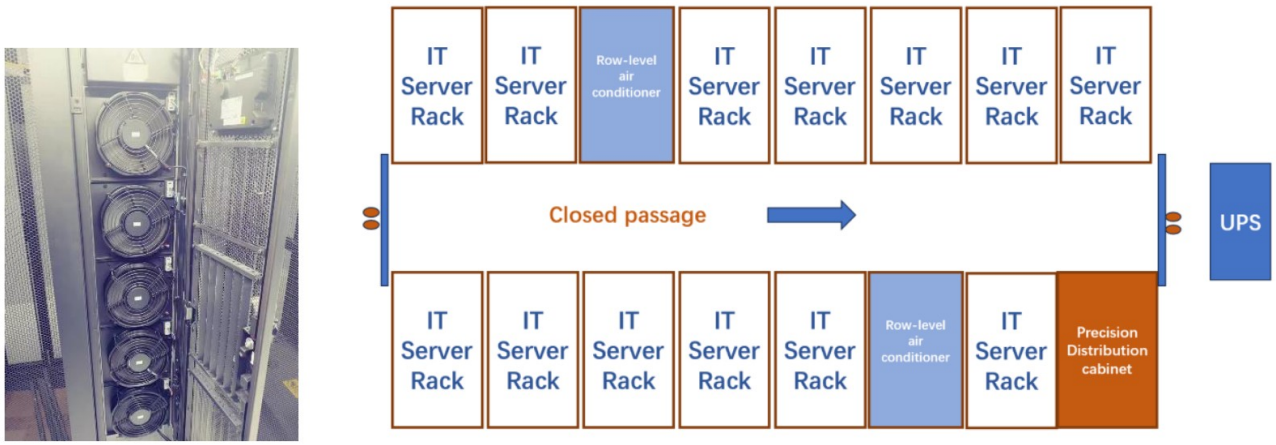


图 9 GK 数据中心布局：（a）冷却风系统；（b）风冷系统与 IT 服务器机架布局

如图 9 所示，Vertiv 一体化解决方案包含两套蒸气压缩空调系统，每套制冷量为 25 kW。受 GK 大学当前 IT 业务使用情况所限，机房仅安装了 22 台服务器，占用一半服务器机架；由于服务器极少在满负荷状态下运行，GK 数据中心仅投入使用一套风冷系统。数据中心风冷系统的性能系数（COP）可由式(1)定义。

$$COP = Qc / P \tag{1}$$

式中：Qc 为制冷量（kW）；P 为风冷系统的总耗电功率（kW）。GK 数据中心安装的是 2021 年生产的定频空调，标准工况下 COP 为 3.5。

（二）IT 服务器负荷、冷却负荷与冷却系统要求

IT 服务器负荷是指数据中心内 IT 设备所消耗的功率。服务器负荷越高，发热量越大，数据中心的冷却负荷也就越高。维持特定的相对湿度范围（通常为 40%~60%）至关重要，而机房内的 IT 设备本身并不直接影响湿度水平：过度干燥会因静电的产生而引发静电放电、造成元件损坏；反之，湿度过高则会在设备表面形成冷凝，导致漏电、短路和运行故障。因此，数据中心空调系统必须具备加湿与除湿能力，以将相对湿度维持在 40%~60% 之间[20]。

除控制温度与相对湿度外，数据中心空调系统还须有效除尘、净化空气。机房中的灰尘会干扰 IT 设备的正常运行，电子元件积尘会造成电路板腐蚀和散热不良。为此，数据中心空调系统的空气过滤器必须具备较强的除尘与空气净化能力。功率面积法（或称面积法）常用于估算机房精密空调（CRAC）的负荷容量。

1. 功率面积法

基于大量工程实践经验，除主要设备热负荷之外的其他负荷，如机房照明负荷、围护结构负荷、补充新风负荷、人员散热负荷等，可依据数据中心面积按式(2)估算。

$$Qt = Q1 + Q2 \tag{2}$$

式中：Qt 为总制冷量（kW）；Q1 为室内设备热负荷，Q1=Qe（设备功率）×K1（同时利用系数，K=0.8~1.0）；Q2 为环境热负荷，Q2=K2·S（kW）；K2 为估算系数，综合考虑当地气候条件、机房位置、朝向等因素，通常取 0.1~0.2 kW/m^2；S 为数据中心面积。随后式(2)扩展为式(3)。

$$Qt = Qe \cdot K1 + K2 \cdot S \tag{3}$$

2. 面积法

准确计算服务器等计算机设备产生的热负荷，对于确定冷却系统的适宜容量至关重要。但在设计或实施阶段估算这种发热量往往颇具挑战，设备类型、型号和机房布局均会显著影响发热量。因此，可依据机房的功能与规模，按式(4)进行粗略估算。

$$Qt = S \cdot P \tag{4}$$

式中：Qt 表示总制冷量（kW）；S 为机房面积（m^2）；P 为制冷量估算指标（根据机房用途选取），数据中心的冷却负荷估算指标为 600~1000 W/m^2。

结合 GK 数据中心现状，近期并无高密度 IT 服务器需求。如（一）中所述，最大 IT 服务器负荷为每机架 5 kW，13 个机架合计 65 kW；考虑到机房面积为 60 m²，采用功率面积法，根据式(3)可得：Qt=Qe·K1+K2·S=65 kW×0.8+60 m²×0.15=61 kW（K1=0.8，K2=0.15）。选用面积法，由式(4)可得：Qt=S·P=60 m²×1000 W/m²=54 kW（P 取最大值 1000 W/m²）。

根据式(3)与式(4)的计算结果，数据中心设计最大制冷量约为 61 kW。目前仅安装 22 台服务器，已足以支撑 GK 大学的 IT 业务，每台服务器耗电 1500 W，合计耗电 33 kW。考虑到数据中心服务器的实际用电情况，GK 数据中心在 Vertiv 一体化解决方案中安装了两套 25 kW 风冷系统。

（三）冷却系统运行状况



图 10 GK 大学 Vertiv 机房精密空调的双冷凝器（中国广州）

如图 10（a）所示，CRAC 仅启用一半的常规风冷系统供应冷风，只有一台冷凝器投入运行，循环冷凝液流经铜管，在冷凝器风扇的作用下与环境换热。如图 10（b）所示，高温高压的制冷剂气体流经冷凝器（红色标示铜管），在换热器中释放热量，转变为中温高压液体（蓝色标示铜管）。

由于 CRAC 的送风温度较高（通常为 13~15℃），高于机房运行环境的露点温度，因而不会发生被动除湿，CRAC 的显热比（SHR）通常大于 95%。SHR 表示显热传热量占总传热量的比例，按式(5)定义，可用于分析暖通空调（HVAC）系统的能效；SHR 越高，通常意味着能量利用越有效。

$$SHR = Cp \cdot \Delta t / \Delta i \tag{5}$$

式中：Cp 为定压比热容；Δt 为温度变化；Δi 为焓（热含量）变化。

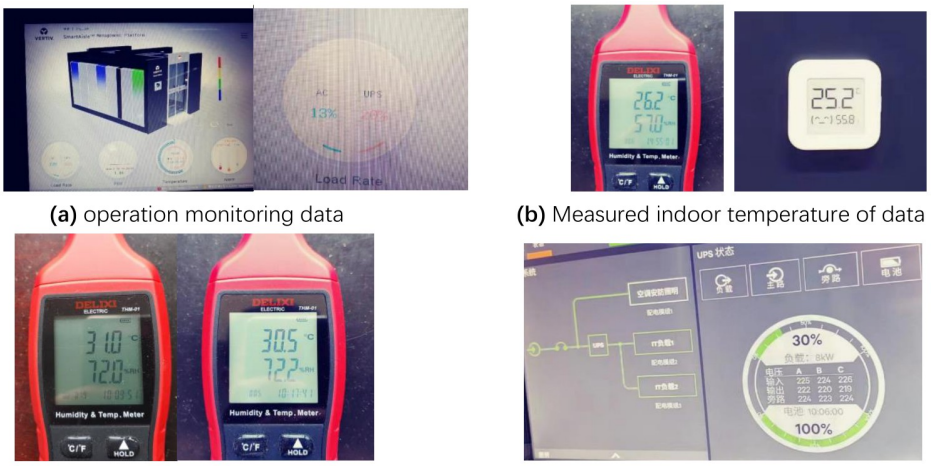


图 11 GK 数据中心环境温度与运行监测信息（2024 年 7 月，广州）：（a）运行监测数据；（b）实测室内温度；（c）实测室外温度；（d）IT 服务器 UPS 实时负荷

如图 11（b）、（c）所示，空调在早晨使数据中心温度降低约 5℃。PUE 是评估数据中心能效的关键指标，Vertiv CRAC 的理想 PUE 为 1.3~1.5，但由于采用定频空调，当服务器未满载时，实际 PUE 会明显高于 1.5。如图 11（d）所示，IT 服务器实际能耗为 8 kW，考虑到空调制冷量为 25 kW，CRAC 实际能耗为 7 kW。PUE 可由式(6)定义。

$$PUE = EDC / EIT \tag{6}$$

式中：EDC 为数据中心能耗；EIT 为 IT 设备能耗。由式(6)可得，GK 数据中心的实际 PUE 为（7 kW+8 kW）/8 kW=1.875。

表 3 GK 数据中心运行概况

主要部件	规格参数	实际运行能耗	数量
Vertiv 风冷系统	制冷量 25 kW；COP 3.5；SHR 95%	7 kW	2
IT 服务器	最大功率 1.5 kW	0.3~0.5 kW	22
Vertiv UPS	最大支持功率 65 kW	8 kW	1
Vertiv 模块化数据中心解决方案：PUE（理想运行）=1.3~1.5；PUE（实际运行）=1.875			

如表 3 所示，数据中心实际运行 PUE 与设计 PUE 之间存在显著差距，这主要归因于实际 IT 电力负荷偏低，以及定频冷却系统恒定不变的冷却功耗。即使是集成优化的 CRAC 系统，当服务器负荷不足时，定频空调仍会造成大量能源浪费。为有效解决这一问题，采用变频空调是可行的选择，但其成本高于定频系统，维护成本通常也更高，因此需要在成本与冷却系统效率之间审慎权衡。

无论采用何种冷却系统，CRAC 的 COP 都从根本上决定着数据中心的 PUE。下文中，本研究将模拟以高 COP 的超高效露点冷却替代数据中心的传统蒸气压缩空调，比较并评估各冷却系统的能耗，同时对碳排放的减少幅度进行预测。

五、GK 数据中心超高效露点冷却系统模拟

露点冷却通过在工作空气进入湿通道之前对其进行预冷，可克服传统方法降温受限的问题，使产品空气温度趋近其露点，效率通常比传统间接蒸发冷却高出 20%~30%[24]。

尽管经历了多年发展，传统露点冷却系统在降温能力上仍存在局限：为实现更有效的冷却，需要更大的设备体积和更高的风量，导致成本增加。传统露点冷却系统必须克服三大主要挑战：（1）热质交换器的传热能力有限；（2）热质交换器表面的吸水性与水分扩散性较差；（3）露点冷却系统中风机和水泵的能耗较高[15,16]。

为解决上述问题，超高效露点冷却机的开发着力于优化热质交换器结构，在增大传热接触面积的同时降低风道内的气流阻力。创新的 Coolmax®面料作为新型湿材料层被应用于湿通道表面，与传统湿材料相比，该材料具有更优异的吸水、扩散和蒸发速率，在蒸发冷却应用中表现出色。湿材料层的高吸水能力使超高效露点冷却机能够采用间歇供水方式，可直接降低用水量；同时通过优化风机运行，最大限度地降低能耗[15,16]。

经过创新优化，超高效露点冷却系统实现了高效运行，在实验室测试条件下 COP 达到 52.5，可显著降低碳排放[15,16]。本研究将模拟 Xu 等人（2017）实验研究中所使用的额定 4 kW 露点空气冷却样机的运行。

（一）露点冷却样机的优化

与传统露点冷却相比，主要有以下四项关键优化。

1. 热质交换器结构创新

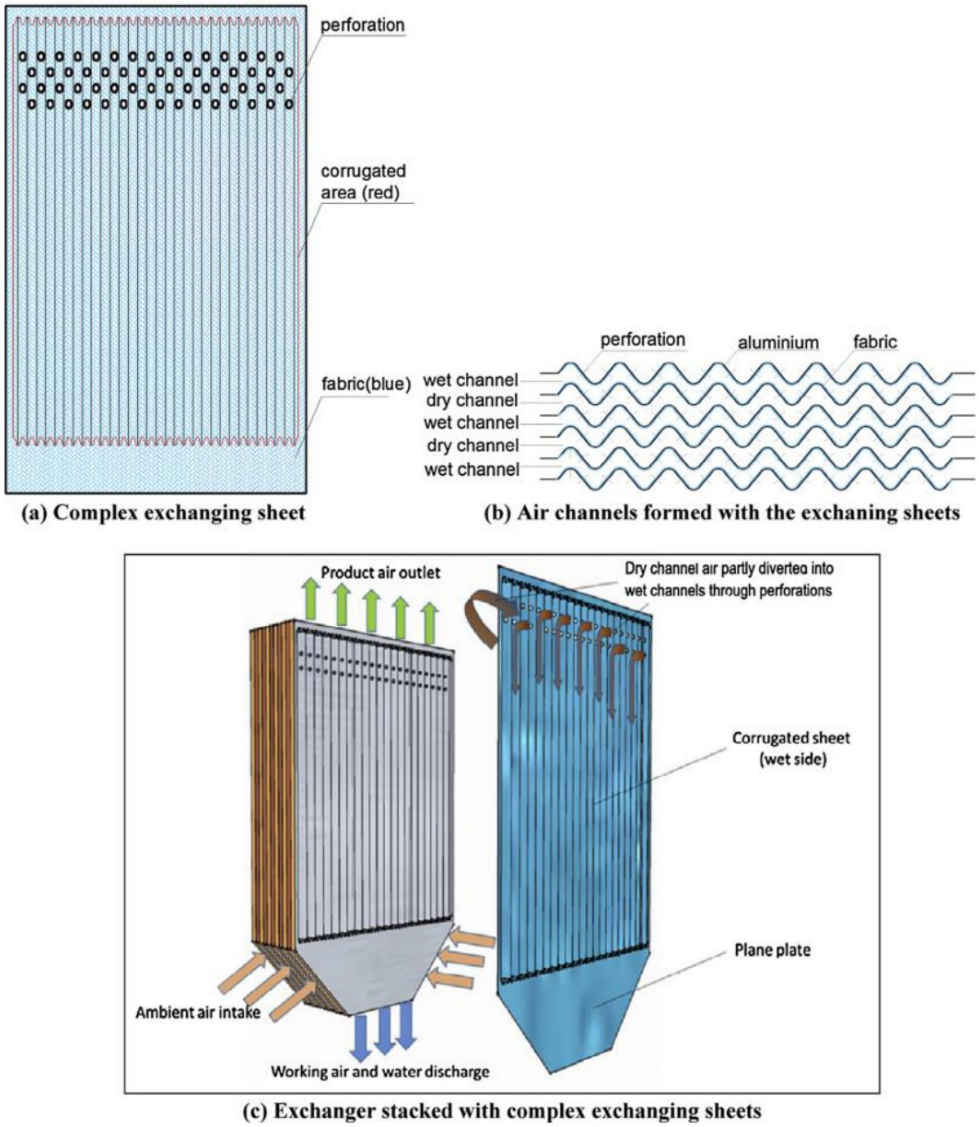


图 12 新型复合热质交换器（引自文献[15]）

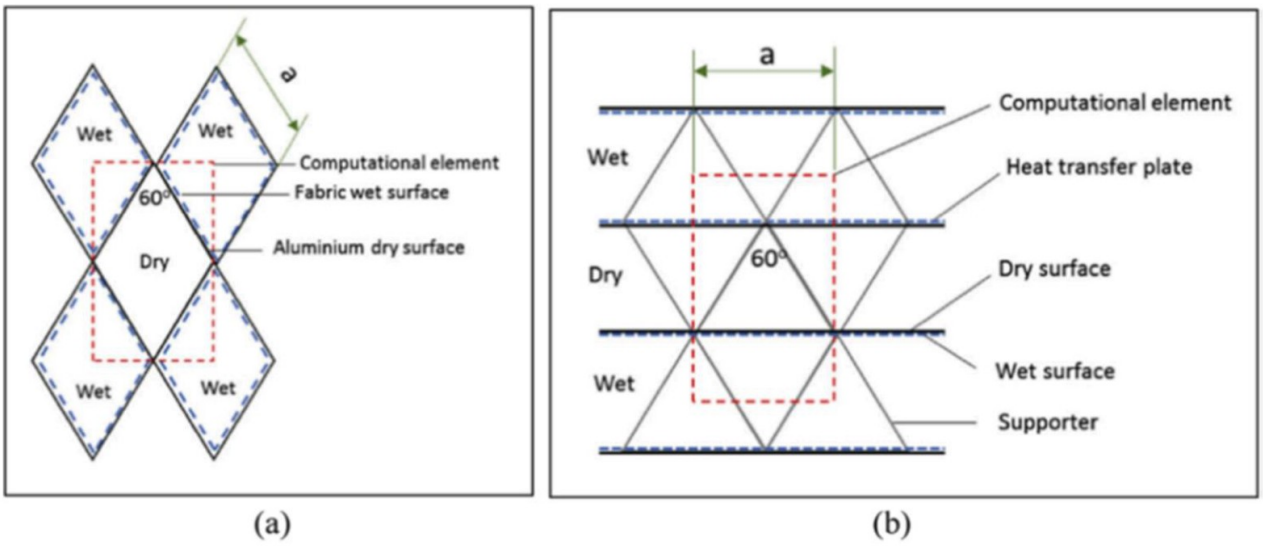


图 13 干通道与湿通道的详细结构：（a）交换器创新结构；（b）交换器平板结构（引自文献[16]）

热质交换器的传热能力决定着露点冷却机的降温潜力。尽管其结构经历了多年发展，降温能力的提升仍然有限。如图 12 所示，Xu 等人（2017）对热质交换器结构进行了优化，创新设计使气流阻力降低 50%~56%，传热面积较传统平板式交换器增加 40%。如图 13（a）、（b）所示，新型干通道与湿通道的创新结构较传统设计提供了更大的传热面积，提升了换热效能，这一切使超高效露点冷却机的冷却性能得到显著改善。

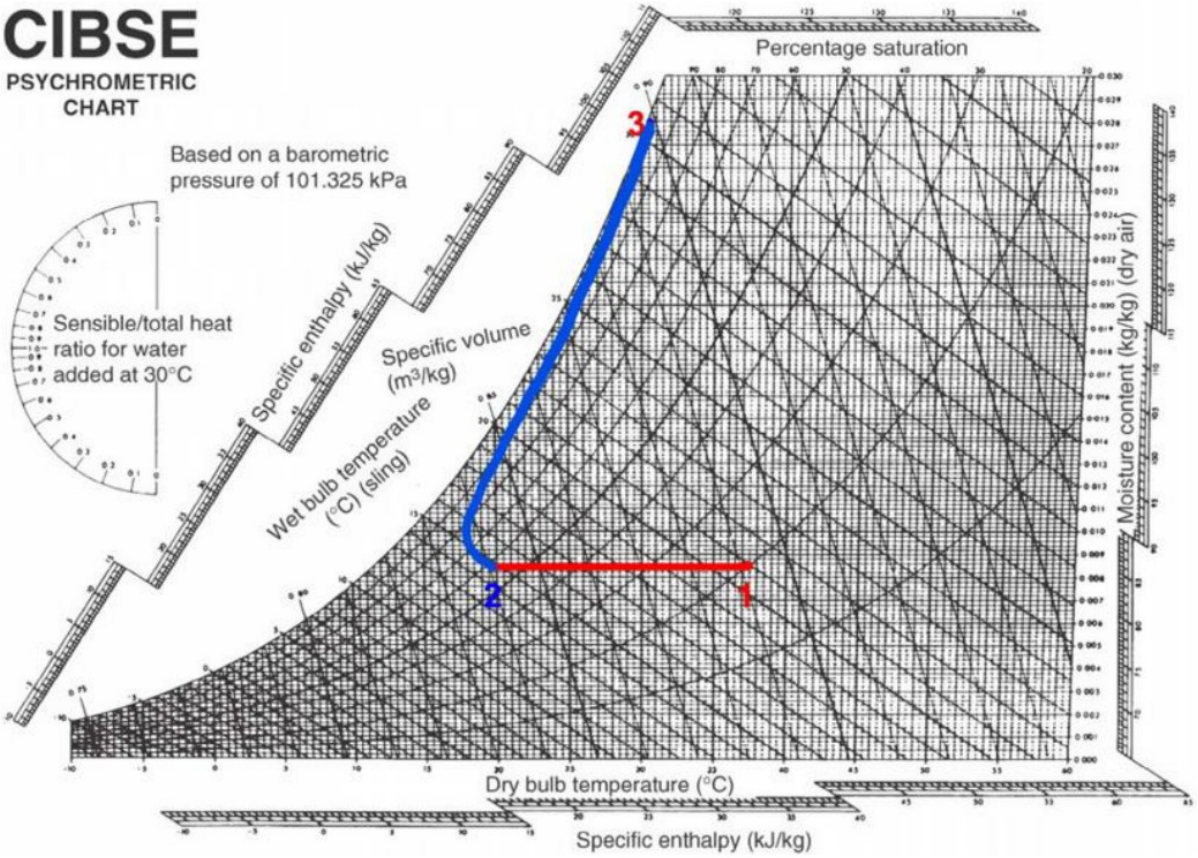


图 14 热质交换器中空气处理过程的焓湿图（引自文献[15]）

进风首先进入干通道，在干通道内向相邻的湿通道放热；随后进风在交换器内被分为工作空气与送风空气。图 14 展示了工作空气通过热质交换器时的状态：工作空气先进入干通道、再进入湿通道，在焓湿图上其状态由点 1 转变为点 2，该过程在绝对湿度不变的情况下降低温度、提高相对湿度，随后进入湿通道。由于工作空气温度更低，它具有从交换片相邻侧吸收热量的显著潜力；经预冷的工作空气在湿通道内同时有效吸收热量与水分，相对湿度由点 2 急剧升高至点 3。

2. 最新湿材料层

新型交换器采用 Coolmax®纤维作为换热片的湿材料层，具有高效的吸水能力与水分扩散能力；由于 Coolmax®纤维层厚度很薄（0.1~0.3 mm），热阻降低，传热速率提高[15,16]。

3. 水泵间歇运行

Coolmax®纤维层的高吸水能力使其能够保有大量水分以供蒸发，这意味着布水器可以降低向湿通道供水的频率，最大限度减少用水量。为进一步优化用水，超高效露点冷却系统常对热质交换器采用间歇供水方案，该方案在不影响热质交换器效率的同时，可显著避免水的浪费。数据中心的水利用效率（WUE）可由式(7)定义。

$$WUE = WDC / PIT \tag{7}$$

式中：W 为数据中心年用水量（L）；PIT 为 IT 设备年耗电量（kWh）。尽管采用了间歇供水方案，露点冷却机的用水量仍然很小，但仍是一项不可忽视的自然资源消耗。

4. 风机优化控制

露点冷却样机配有四台节能风机，两台用于送风、两台用于排风。露点冷却机的一项关键创新是风机运行的优化：通过选择最合适的电机并控制风量，可获得最佳工作空气比，使露点冷却机的性能最大化。

表 4　4 kW 露点冷却样机的优化

部件	创新之处	主要挑战
热质交换器	新型结构，传热面积更大、气流阻力更小	
Coolmax®纤维湿材料层	高效的吸水与水分扩散能力；厚度薄（0.1~0.3 mm），热阻更小、传热速率更高[15,16]	体积大、成本高；与传统空调相比，露点冷却系统的降温潜力相对较低
水泵	采用间歇供水方案，最大限度减少用水量	
风机	优化风机运行控制，确保最佳工作空气比	

如表 4 所示，超高效露点冷却系统经过诸多创新改进，能效显著高于传统空调；但由于降温潜力受限，这些系统往往需要更大的体积才能获得足够的冷却能力。

（二）样机在 GK 数据中心的运行模拟

以 4 kW 样机露点冷却机为最小冷却单元，模拟中型露点冷却系统在 GK 数据中心的运行，模拟细节如下。

1. 冷却系统布局模拟

如表 3 所示，数据中心安装了 22 台 IT 服务器，每台功率 1.5 kW。由于每台 IT 服务器在最大使用时功耗一般按 80%计，全部 IT 服务器的最大功耗为 26.4 kW，且其大部分功耗转化为热量。

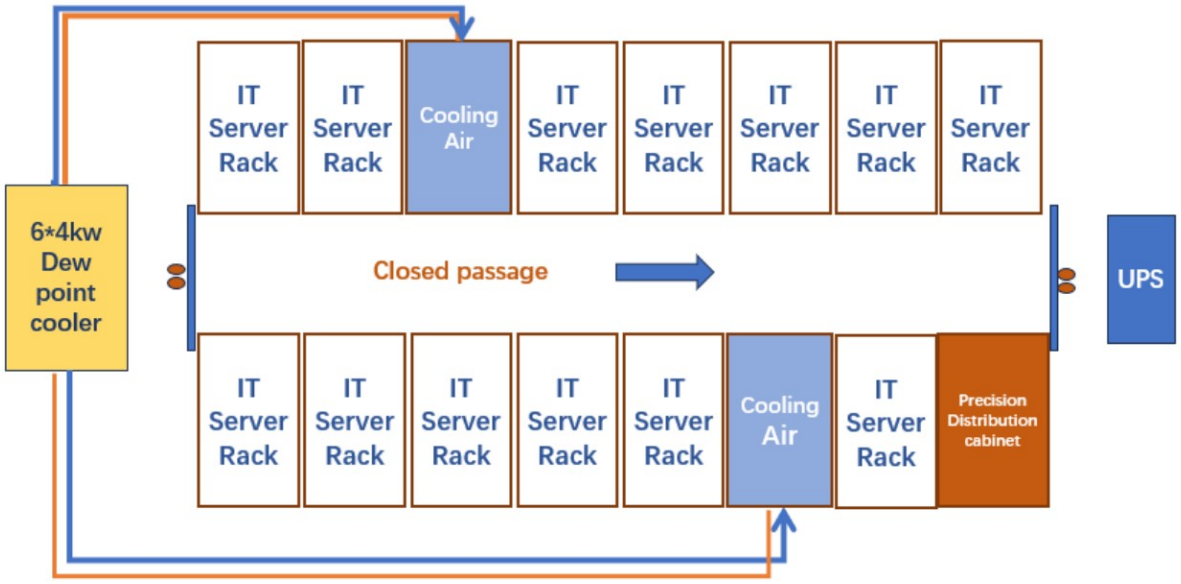


图 15 露点冷却系统与 IT 服务器机架的布局

考虑 IT 服务器的实际运行能耗，模拟冷却系统包含 6 台 4 kW 样机露点冷却机。如图 15 所示，由露点冷却机（而非传统空调）提供冷风，以冷却 IT 设备。

2. 最佳工作空气比模拟

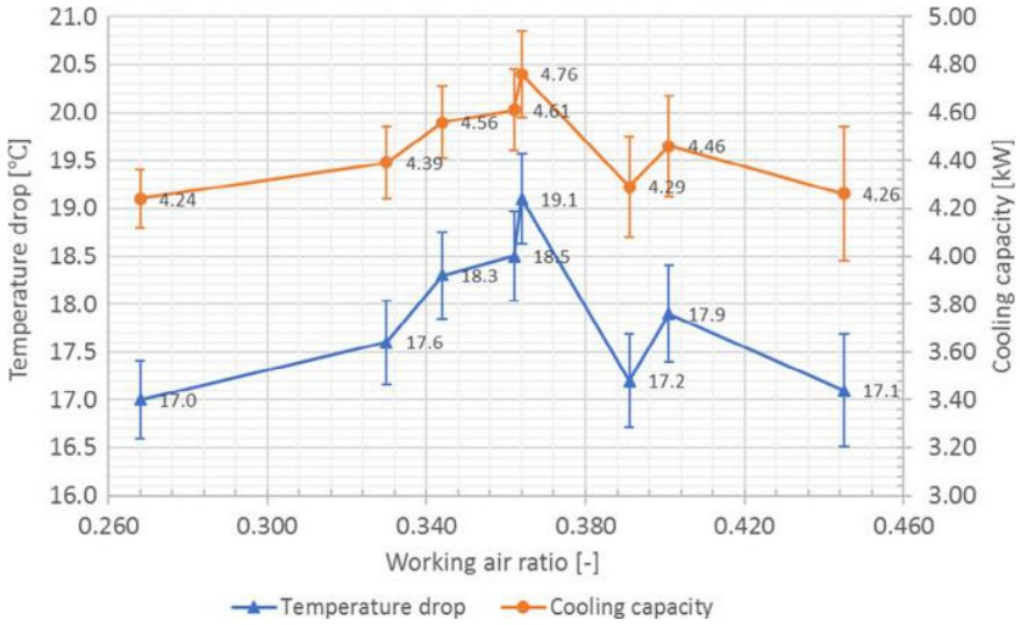


图 16 不同工作空气比下露点冷却机的性能（测试工况：干球 37.8℃，RH=21.7%，产品空气流量 750 m^3/h，引自文献[15]）

工作空气比定义为排风空气与进风空气之比。通常，工作空气比增大会使冷却机的温降和制冷量增加；但当工作空气比达到最佳值之后，冷却机的温降和制冷量会显著下降，如图 16 所示。Xu 等人（2017）在实验测试中确定了工作空气比的最佳值：当露点冷却机的工作空气比等于 0.364 时，冷却机达到最高制冷量 4.76 kW 和最大温降 19.1℃（图 16）。下文研究将模拟工作空气比为 0.364 时露点冷却机的性能。

表 5 六种不同设定空气工况的测试结果（产品空气流量 750 m^3/h，工作空气比 0.44，引自文献[15]）

地点	干球温度(℃)	湿球温度(℃)	相对湿度	产品空气温度(℃)	温降(℃)	制冷量(kW)
Coolerado	37.8	21.1	21.7%	20.8	17.1	4.25
利雅得	35.6	20.6	25.0%	20.7	14.9	3.66
拉斯维加斯	34.8	21.9	32.2%	20.4	14.5	3.56
喀什	32.1	21.0	36.9%	20.3	11.8	2.89
伦敦	26.0	19.6	55.5%	19.8	6.1	1.5
北京	30.5	26.2	71.5%	26.0	4.5	1.1

表 6 最佳工作空气比 0.364 下的测试结果（产品空气流量 750 m^3/h，引自文献[15]）

地点	干球温度(℃)	湿球温度(℃)	相对湿度	产品空气温度(℃)	温降(℃)	制冷量(kW)
Coolerado	37.8	21.1	21.7%	18.7	19.1	4.8
利雅得	35.6	20.6	25.0%	19.0	16.6	4.2
拉斯维加斯	34.8	21.9	32.2%	20.2	14.6	3.7
喀什	32.1	21.0	36.9%	19.4	12.7	3.2
伦敦	26.0	19.6	55.5%	19.7	6.3	1.8
北京	30.5	26.2	71.5%	25.0	5.5	1.5

3. 基于样机实验的数学模型

Xu 等人（2017）在六种进风工况下对露点冷却样机进行了实验测试，以模拟六个不同城市的气候条件。这六组空气工况设定同时代表四种不同气候区：温和地区、温暖湿润地区、温暖干燥地区和炎热干燥地区，测试工况与结果如表 5 所示。通过采用 0.364 的最佳工作空气比，产品空气的性能显著改善，如表 6 所示。

本研究采用经验模型的相关方法模拟露点冷却机。经验模型是基于观测数据而非理论原理建立的数学模型，本研究模型利用表 5 和表 6 的实验数据构建，主要目的是依据数据中发现的关系来描述或预测系统的性能。通过分析露点冷却系统的性能，确定影响产品空气温度的关键因素为：进风干球温度、相对湿度、产品空气流量和工作空气比。当产品空气流量与工作空气比均固定时，只需考虑进风温度与相对湿度的影响，冷却机模型如图 17 所示。

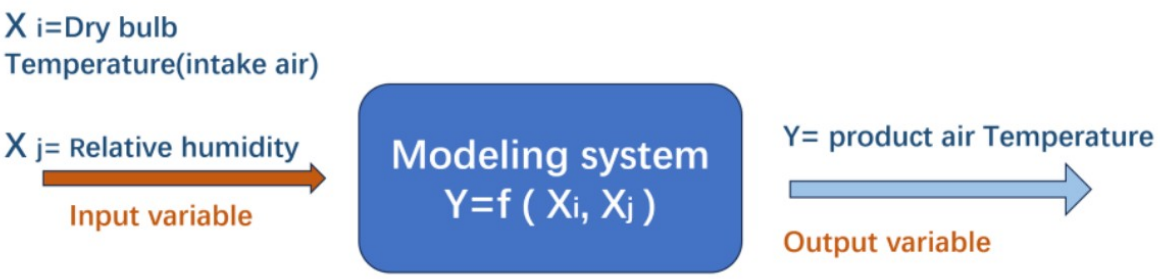


图 17 露点冷却机的预测模型系统

（1）选择线性模型作为模型结构。基于对冷却系统的分析，确定采用线性模型，该模型通常通过聚焦对输出具有统计显著影响的可测变量来简化复杂系统。简单线性回归模型如式(8)。

$$y = a + b_1X_1 + b_2X_2 + \cdots + b_nX_n \tag{8}$$

式中：y 为预测的冷却机产品空气输出温度；X_1、X_2、…、X_n为进风空气的各输入变量。对于线性模型，其优劣通过比较预测结果与真实结果来评价。回归模型中最常用的评价指标如下：n 为样本数；y_i为模型真值；$\hat{y}_i$为模型对样本的预测值。

$$SSE = \Sigma(y_i - \hat{y}_i)^2 \tag{9}$$

式(9)中，SSE 为误差平方和。

$$MSE = (1/n)\cdot\Sigma(y_i - \hat{y}_i)^2 \tag{10}$$

式(10)中，MSE 为均方误差，衡量模型预测值与真值之间的均方误差，MSE 越小，模型对数据的拟合越好。

$$RMSE = \sqrt{[(1/n)\cdot\Sigma(y_i - \hat{y}_i)^2]} \tag{11}$$

式(11)中，RMSE 为均方根误差，与 MSE 类似，其值越小，模型拟合越好。

$$MAE = (1/n)\cdot\Sigma|y_i - \hat{y}_i| \tag{12}$$

式(12)中，MAE 为平均绝对误差，其值越小，模型拟合越好；与 RMSE 相比，MAE 对异常值较不敏感。R^2（决定系数）衡量回归线对观测数据的拟合优度，取值范围为 0~1，越接近 1 表明拟合越好，越接近 0 表明拟合越差；调整 R^2在计入模型变量数量后对 R^2进行修正，与 R^2不同，调整 R^2会对过多的不重要变量施加惩罚。

（2）最小二乘法（LSM）。这是一种数学优化方法，用于使模型（通常为直线或曲线）拟合一组数据点，该技术使观测值与模型预测值之间平方差之和最小。LSM 主要用于模型的参数估计，尤其用于回归分析，它通过最小化预测值与实际值之间的误差，确保模型尽可能贴近数据[26]。LSM 的数学表达式(13)使误差项最小化。

$$min\ \Sigma(y_i - \hat{y}_i)^2 \tag{13}$$

式中：y_i为实际输出；$\hat{y}_i$为数学模型的预测输出。该方法可求得使该平方误差之和最小的模型参数（如线性回归中的斜率与截距）。应用最小二乘法，推导得到数学模型如式(14)。

$$y_{tp} = -2.866 + 0.478\times TD\text{-}in + 18.598\times RH \tag{14}$$

式中：y_{tp}为产品空气温度的预测输出；TD-in 为进风空气温度；RH 为进风空气的相对湿度。

表 7 数学模型方程分析结果（n=6，引自文献[27]）

项目	B（非标准化系数）	标准误	Beta（标准化系数）	t	P	VIF	R^2/调整 R^2	F
常量	-2.866	3.076	—	-0.932	0.420	—		
进风温度 TD-in	0.478	0.076	0.859	6.258	0.008	2.76	R^2=0.98；调整 R^2=0.966	F=71.79；P=0.003
相对湿度 RH	18.598	1.668	1.53	11.148	0.002	2.76		

注：因变量为 y_{tp}（产品空气温度）；P<0.05 标记为**，P<0.01 标记为***。非标准化系数 B 用于回归模型方程(14)；Beta 为标准化回归系数，表示各自变量对因变量 y_{tp}的影响程度，Beta 值越大，变量对 y_{tp}的影响越大；标准误=B/t；t 为 t 检验的过程值，t 检验分别检验各自变量 X_i对 y_{tp}的影响关系，并用于计算 P；P 值由 t 得到，P 值小于 0.05 表明相应 X_i对因变量具有显著影响；VIF 为方差膨胀因子，其值大于 5 提示存在共线性问题；R^2为决定系数，越接近 1 拟合越好；调整 R^2为修正后的决定系数；F 值表明至少有一个预测变量对结果变量具有有意义的影响，分析主要关注 P 值。

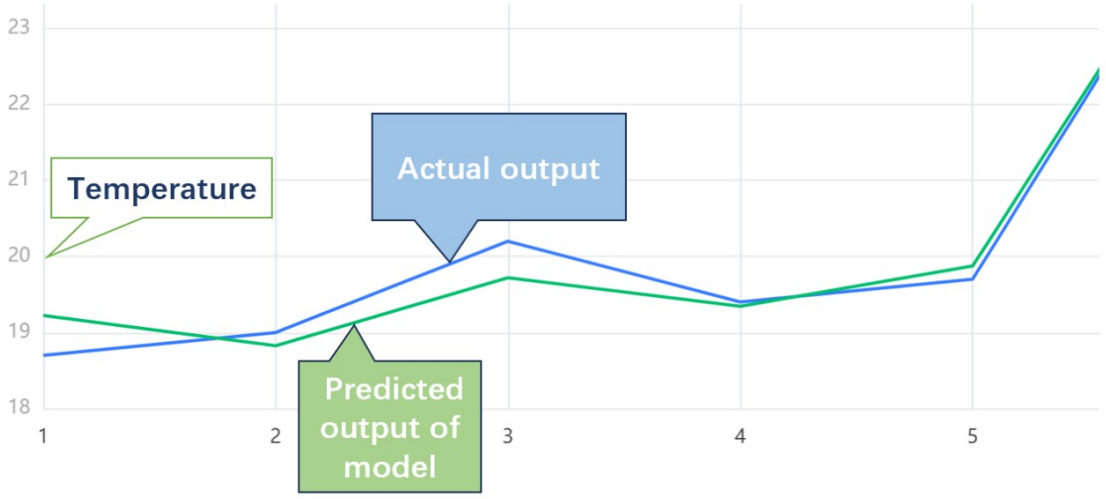


图 18 模型拟合性能可视化

在线性回归分析中，采用梯度下降法拟合模型，结果揭示了进风温度（TD-in）与相对湿度（RH）对因变量产品空气温度（TP-out）的显著影响。分析基于表 6 中的 6 组观测数据，如图 18 所示，模型拟合度很高，R^2和调整 R^2分别达到 0.98 和 0.966，表明该模型能够解释因变量的大部分变异（约 95%）。F 值为 71.79，相应 P 值显著小于 0.005（P=0.003），有力地拒绝了自变量与因变量之间不存在关系的原假设，证实了模型整体的有效性[27]。

具体而言，常数项为-2.866，但其 t 值与 P 值（-0.932、0.42）表明其在统计上并不显著，这可能反映出模型对基线水平的估计不够精确。对于自变量，进风温度（TD-in）的系数为 0.478，标准误 0.076，Beta 为 0.859，t 值 6.258，P 值小于 0.01（0.008），具有很高的统计显著性，表明在控制其他变量时，进风温度每升高 1 个单位，产品空气温度平均预计升高 0.478 个单位，且该关系具有统计显著性。

类似地，RH 的系数为 18.598，标准误 1.668，Beta 系数 1.53，t 值 11.148，P 值小于 0.005（0.002），表明相对湿度对产品空气温度的影响同样十分显著且为正向：进风空气相对湿度每增加 1 个单位，产品空气温度平均预计升高 18.598 个单位，影响极为显著。此外，两个自变量的 VIF 值为 2.76，远低于通常所采用的多重共线性警戒值（如 10），表明自变量之间不存在严重的多重共线性问题，它们对因变量的独立影响得以保持。

（3）套索回归（Lasso Regression）。套索回归是线性回归的一种，它通过引入正则化，在进行参数估计与特征选择的同时，提高模型的预测精度与可解释性。套索回归对回归系数施加 L1 正则化，L1 正则化所增加的惩罚等于系数大小的绝对值[28]。套索回归的目标函数如式(15)。

$$min\ \{\ \Sigma(y_i - \hat{y}_i)^2 + \lambda \cdot \Sigma|\beta_j|\ \} \tag{15}$$

式中：y_i为实际输出；$\hat{y}_i$为模型的预测输出；β_j为回归系数；λ为控制惩罚强度的正则化参数，λ越大，被压缩为零的系数越多。

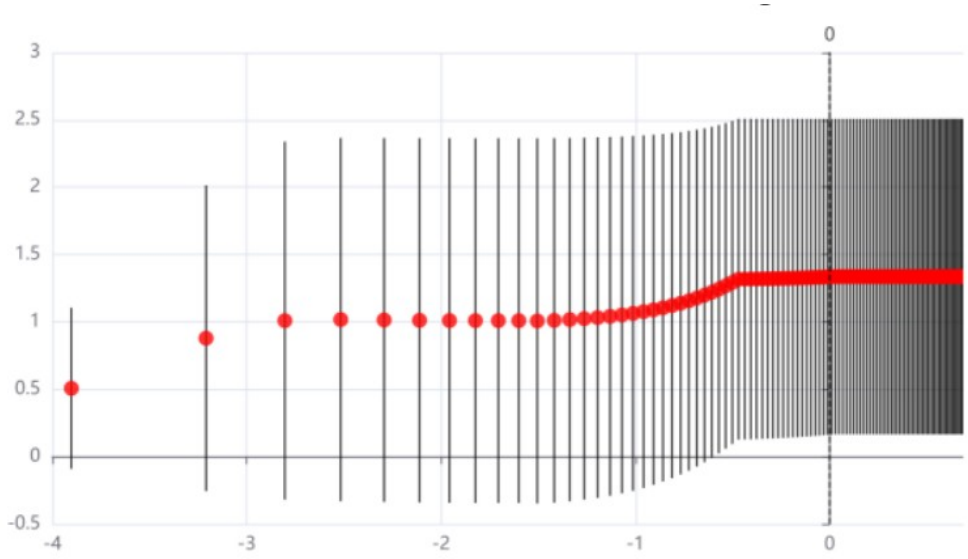


图 19 套索回归交叉验证曲线（纵轴为模型均方误差 MSE，横轴为λ的对数值，引自文献[27]）

将套索回归应用于露点冷却机输出模拟，如图 19 所示，为使均方误差最小，确定λ=0.0、log(λ)=−∞，推导得到的数学模型为 y_{tp}=−2.866+0.478×TD-in+18.598×RH。由于λ=0.0，套索回归推导得到的数学模型与最小二乘法相同。

表 8 套索回归分析结果（引自文献[27]）

变量	非标准化系数	标准化系数	R^2
截距	-2.866	-2.866	
进风温度 TD-in	0.478	0.478	0.98
相对湿度 RH	18.598	18.598	

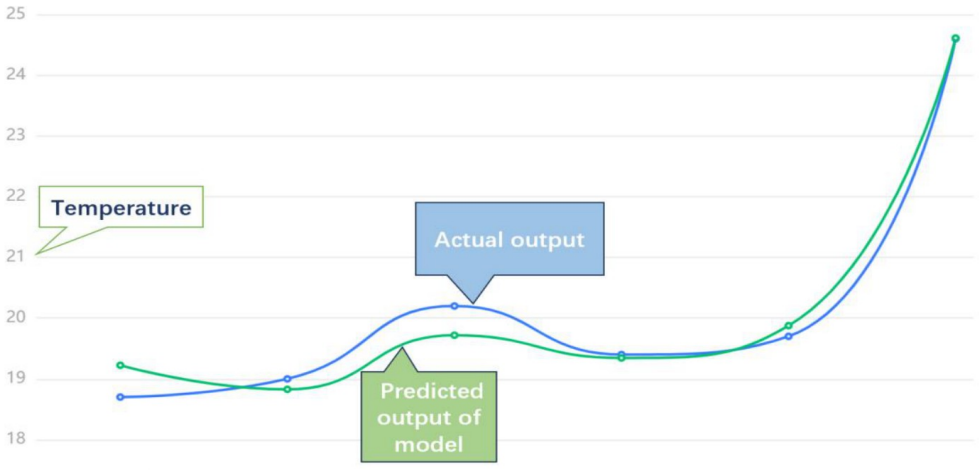


图 20 套索回归的模型拟合

如表 8 所示，采用套索回归模型对研究数据进行实证分析后，结果显示出很高的拟合优度（R^2=0.98），表明该模型有效解释了因变量的大部分变异，如图 20 所示。相对湿度（RH）的标准化系数高达 18.598，非标准化系数与之相同，表明 RH 对因变量具有强烈的正向影响，这一异常高的系数值可能反映出 RH 在该数据集中的关键重要性。无论使用最小二乘法还是套索回归，推导得到的数学模型均为式(14)。

4. 4 kW 样机模拟性能的评价方法

虚拟露点冷却机的性能评价可分为温降、制冷量、COP、湿球效率和露点效率。温降可表示为式(16)。

$$Tdrop = Tin - Tout \tag{16}$$

式中：Tin 为进风温度；Tout 为产品空气温度。虚拟露点冷却机的制冷量可由式(17)表示。

$$Qcooling = M \cdot Cp \cdot (Tin - Tp) \tag{17}$$

式中：Qcooling 为制冷量（kW）；M 为产品空气的质量流量（kg/s）；Cp 为空气定压比热容；Tin 为进风温度；Tp 为产品空气温度。模拟露点冷却机的 COP 由式(18)定义。

$$COP = Qcooling / (Wfan + Wpump) \tag{18}$$

式中：Qcooling 为露点冷却机制冷量；Wfan 为风机功耗；Wpump 为水泵功耗。湿球效率定义为式(19)。

$$\varepsilon wb = (Tin - Tout) / (Tin - Twb) \tag{19}$$

露点冷却机使进风温度降至接近露点温度，露点效率定义为式(20)。

$$\varepsilon dp = (Tin - Tout) / (Tin - Tdp) \tag{20}$$

如图 11 (c) 所示，GK 数据中心在 7 月不同日期的环境温度分别为 31.0℃和 30.5℃，相对湿度分别为 72.0%和 72.2%。结合数据中心的实际气候条件，计算得这两天的平均温度与相对湿度分别为 30.7℃和 72.1%。根据式(14)：y_{tp}=−2.866+0.478×30.7（TD-in）+18.598×0.721（RH）。

基于 0.364 的最佳工作空气比，模拟露点冷却机的预测产品空气温度为 25.2℃，虚拟的额定 4 kW 超高效露点冷却机性能如表 9 所示。

表 9 模拟 4 kW 露点冷却系统的预测性能

项目	数值
地点	中国广州
气候条件	干球 30.7℃；湿球 26.4℃；露点 25.0℃；RH 72.1%[29]
产品空气温度	25.2℃
温降	5.5℃
制冷量	1.36 kW
COP	15
湿球效率	127%
露点效率	96%
产品空气流量	750 m^3/h
工作空气比	0.364
风机功率 / 水泵功率	89 W / 1.56 W

基于式(19)和式(20)，GK 中心（广州）虚拟露点冷却机的预测湿球效率与露点效率，与 Xu 等人（2017）模拟北京空气工况所得到的实验结果（湿球效率 128%、露点效率 96%）相当。这与北京相近空气条件（露点 30.5℃、

RH 71.5%）下的结果一致，表明露点冷却系统的线性回归模型是有效的。

尽管预测的湿球效率与露点效率很高，露点冷却系统的 COP 并未表现出更大的提升；但需要指出，露点冷却系统的 COP 显著高于传统空调。线性回归分析表明，进风空气的相对湿度是决定降温能力的关键因素，预测曲线与 Xu 等人（2017）的实验结果高度吻合。由于 GK 数据中心所在地相对湿度较高，露点冷却机的性能受到显著限制；此外，产品空气的相对湿度可能不适合数据中心运行，因为其通常需要维持在 40%~60%之间。

六、配置除湿机的超高效露点冷却性能

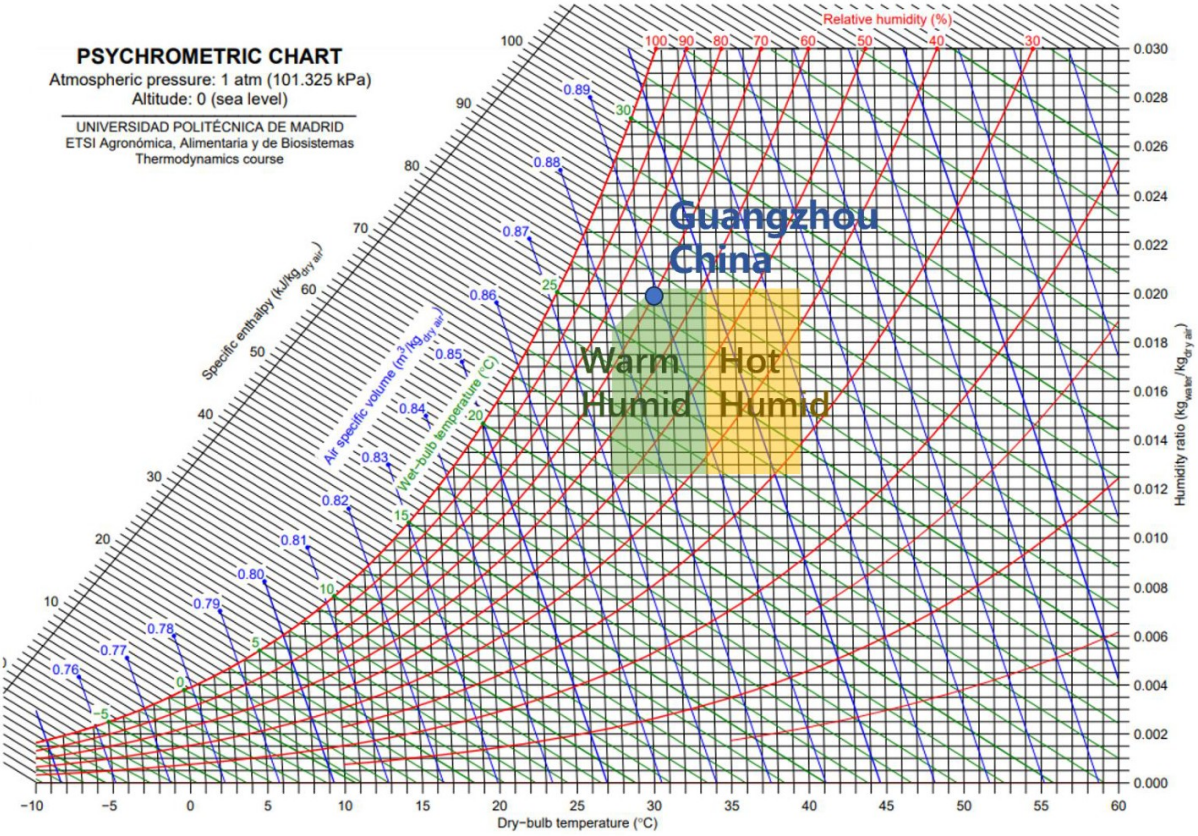


图 21 广州气候条件的焓湿图

如图 21 所示，广州的气象条件属于高温高湿区域，露点温度接近 25℃，湿球温度接近 27℃。由于这些温度偏高，露点冷却机的降温能力受到显著限制。为解决这一问题，需要降低空气湿度。鉴于数据中心的理想相对湿度范围为 40%~60%，本研究为 GK 数据中心增设除湿机，假设除湿机可将进风空气的相对湿度由 72.1%降至 55%。

（一）支撑露点冷却的除湿系统

除湿机一般分为民用除湿机与工业除湿机两类：压缩机式除湿机一般用于民用领域，干燥剂除湿系统则主要用于工业场合，其中转轮干燥剂除湿系统即使在低湿度水平下也能实现高效除湿[30]；液体干燥剂除湿系统利用液体干燥剂的物理特性，通过创新的溶液除湿与再生方法，可在露点温度以上实现高效除湿[31]。压缩机式除湿机在更温暖、更潮湿的环境中往往效率更高，其 COP 通常高于干燥剂除湿机，在中高温度条件下尤其如此。鉴于 GK 数据中心可用空间有限，本研究模拟安装常规的民用压缩机式除湿机，以支撑露点冷却系统。

GK 数据中心所需的除湿量由式(21)确定。

$$W = 1.2 \cdot V \cdot \rho \cdot (H2 - H1) / 1000 \tag{21}$$

式中：W 为所需除湿量；1.2 为损失系数；ρ为空气密度；V 为数据中心空间体积；H2 为除湿前含湿量；H1 为除湿后含湿量。根据所需除湿量，选用 300 W 的 MSSHIMEI©（湿美）除湿机，如表 10 所示[32]。

表 10 除湿需求与 MSSHIMEI©除湿机参数

项目	内容
数据中心空间体积	180 m^3
除湿前相对湿度	72.1%
目标相对湿度	55%
所需除湿量	W=1.27 kg
除湿机型号	MS-930B（MS SHIMEI©）
除湿机功率	300 W
额定除湿量	30 L/d（干球 30℃，RH 80%）；0.45 kg/h（干球 27℃，RH 60%）
预计运行时间	1.5~2.8 h（将 RH 由 72.1%降至 55%）

根据式(21), W=60×3×1.2×(20.278−15.350)×1.2/1000=1.27 kg。考虑 GK 数据中心实际的室外空气交换，估计除湿机每天需运行约 3 h，即可维持所需湿度水平。

（二）相对湿度 55%下露点冷却的模拟性能

如第二章（二）中露点冷却机数学模型所示，进风空气的相对湿度是决定产品空气温降的主要因素。基于线性模型，露点冷却系统的预测性能如表 11 所示。

表 11 4 kW 露点冷却机预测性能（RH=55%与 RH=72.1%）

地点	气候条件	产品空气温度 (℃)	温降(℃)	制冷量(kW)	COP	湿球效率	露点效率
广州（RH 72.1%）	DB30.7℃；WB26.4℃；DP25.0℃；RH72.1%	25.2	5.5	1.36	15	127%	96%
广州（配除湿机，RH 55%）	DB30.7℃；WB23.5℃；DP20.6℃；RH55%[29]	22.0	8.7	2	22	120%	86%

注：产品空气流量 750 m^3/h，工作空气比 0.364，风机功率 89 W，水泵功率 1.56 W。与模拟露点冷却机此前的性能相比，当前模拟结果在温降、制冷量和 COP 方面均有所提升。

表 12 GK 数据中心冷却系统各项性能指标对比

指标	Vertiv 蒸气压缩风冷	露点冷却系统（6 台，RH 72.1%）	露点冷却+除湿机（RH 55%）
制冷量	25 kW	8.16 kW	12 kW
功耗	7 kW	90.56 W×6	90.56 W×6+37.5 W
COP	3.5	15	22
PUE	1.875	1.068	1.072
日碳排放量	97.8 kg CO_2	7.6 kg CO_2	8.1 kg CO_2
月碳排放量	2933.3 kg CO_2	228 kg CO_2	243.7 kg CO_2

注：碳排放因子取 0.582 kg CO_2/kWh（2023 年）；IT 服务器实际能耗 8 kW，环境温度 30.7℃、RH 72.1%；风机功率 89 W，水泵功率 1.56 W；除湿机功率 300 W、每日运行 3 h（日均功耗约 300 W×3/24=37.5 W）。

如表 12 所示，各系统 PUE 的比较表明，露点冷却系统显著降低了 PUE。由于 IT 服务器所耗电能大部分转化为热量，露点冷却系统的制冷量有效抵消了这部分热负荷，使 GK 数据中心 PUE 大幅降低；除湿机虽带来额外能耗，但其对 PUE 的影响相对很小。

尽管过去二十年中国在降低碳排放强度方面取得了显著进展，但由于发电高度依赖煤炭，中国每千瓦时电力的碳排放量仍高于全球平均水平。据最新估算，2023 年中国单位电量碳排放约为 0.582 kg CO_2/kWh[33]。如表 12 所示，与蒸气压缩风冷系统相比，露点冷却机使能耗降低 90%以上，碳排放也随之减少 90%以上；除湿机虽使能耗略有增加，却大幅提升了露点冷却系统的性能。

七、露点冷却系统成本预测分析

表 13 4 kW 露点冷却样机主要部件成本分析

部件	产品类型	数量	预计总成本
热质交换器	研究人员与工人手工制作	1	
风机	成熟工业产品	4	
水泵	成熟工业产品	1	材料成本£2090；人工成本为材
风机控制器	成熟工业产品	1	料成本的 20%；合计£2508
水泵控制器	成熟工业产品	1	
其他	—	1	

表 13 列出了露点冷却系统的主要部件及估算成本。风机、水泵等部件属于成熟工业产品，制造成本较低；热质交换器需要手工制作，成本较高。GK 数据中心模拟露点冷却系统（6×4 kW 冷却机）的总估算成本为£15,048，与制冷能力相近的 Vertiv 蒸气压缩风冷机（25 kW，£8,800）相比，存在明显的成本劣势。然而，作为露点冷却机主要成本来源的热质交换器（HMX）若能够实现工业化制造，可显著降低成本，使其成为极具潜力的商业化产品。

八、结论

数据中心已成为 IT 时代极为重要的基础设施，数据中心冷却系统则是维持 IT 服务器适宜运行环境不可或缺的组成部分。传统数据中心冷却系统往往消耗大量能源，是决定 PUE 的关键因素。本研究分析了 GK 大学（中国广州）一座小型数据中心冷却系统的实际运行：受暑假期间 IT 服务器使用率较低影响，IT 服务器的实际冷却需求仅为 8 kW，但传统定频空调的使用导致高能耗、高 PUE。通过以模拟露点冷却系统替代传统蒸气压缩风冷系统，预测性能显著改善，数据中心 PUE 由 1.87 大幅降至 1.07。

本研究采用最小二乘法与套索回归建立露点冷却系统数学模型，两种方法交叉验证得到 R^2=0.98，模型拟合度极高。但由于数据中心地处温暖湿润地区，模型输出的预测产品空气温度仍然偏高；相对湿度被确定为影响产品空气温降和露点冷却机 COP 的最关键因素。通过配置除湿机将相对湿度降至 55%，预测制冷量与 COP 显著提高；由于民用除湿机能耗很低，对 PUE 影响极小，PUE 维持在较低水平。

尽管露点冷却机在温暖湿润地区的降温能力存在局限，但增设除湿机可显著提升其性能，尤其适用于 IT 设备密度中低的中小型数据中心，可大幅降低功耗与碳排放。尽管露点冷却样机面临体积大、人工成本高的挑战，但工业化生产有望显著降低成本，使其成为市场上极具竞争力的选择。

参考文献：

[1] Pérez-Lombard L, Ortiz J, Pout C. A review on buildings energy consumption information. Energy and Buildings, 2008, 40(3): 394–398.

[2] Li G, Sun Z, Wang Q, Wang S, Huang K, Zhao N, et al. China's green data center development: Policies and carbon reduction technology path. Environmental Research, 2023, 231: 116248.

[3] Fred Moore. Data Center Energy Consumption. Horison Information Strategies.

[4] Zhang Q, Meng Z, Hong X, Zhan Y, Liu J, Dong J, et al. A survey on data center cooling systems: Technology, power consumption modeling and control strategy optimization. Journal of Systems Architecture, 2021, 119: 102253.

[5] Chu J, Huang X. Research status and development trends of evaporative cooling air-conditioning technology in data centers. Energy and Built Environment, 2023, 4(1): 86–110.

[6] Zhang M. Alibaba Cloud’s Data Center Locations: Regions and Availability Zones. 2024. Available at: https://dgtlinfra.com/alibaba-cloud-data-center-locations/. Accessed Aug 20, 2024.

[7] Harby K, Gebaly DR, Koura NS, Hassan MS. Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: An overview. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 58: 347–360.

[8] Bradbury D. Super cool: Arctic data centres aren’t just for Facebook. Available at: https://www.theregister.com/2016/05/12/power_in_a_cold_climate/. Accessed Aug 25, 2024.

[9] Li Z, Wang M, Xu Z, Tang G. A comprehensive review of data centre integrated with renewable energy. 2022.

[10] Microsoft finds underwater datacenters are reliable, practical and use energy sustainably. Available at: https://news.microsoft.com/source/features/sustainability/project-natick-underwater-datacenter/. Accessed Aug 25, 2024.

[11] Hu Z, Zheng Y, Wang Y. Packing computing servers into the vessel of an underwater data center considering cooling efficiency. Applied Energy, 2022, 314: 118986.

[12] China deploys 1,400-ton commercial underwater data center. 2023. Available at: https://www.datacenterdynamics.com/en/news/china-deploys-1400-ton-commercial-underwater-data-center/. Accessed Aug 26, 2024.

[13] Amalfi RL, Cataldo F, Thome JR. The future of data center cooling: Passive two-phase cooling. Electronics Cooling, 2020: 16–21.

[14] Habibi Khalaj A, Halgamuge SK. A review on efficient thermal management of air- and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system. Applied Energy, 2017, 205: 1165–1188.

[15] Xu P, Ma X, Zhao X, Fancey K. Experimental investigation of a super performance dew point air cooler. Applied Energy, 2017, 203: 761–777.

[16] Ma X, Zeng C, Zhu Z, Zhao X, Xiao X, Akhlaghi YG, et al. Real life test of a novel super performance dew point cooling system in operational live data centre. Applied Energy, 2023, 348: 121483.

[17] Pacak A, Worek W. Review of dew point evaporative cooling technology for air conditioning applications. Applied Sciences, 2021, 11(3): 934.

[18] Duan Z, Zhan C, Zhang X, Mustafa M, Zhao X, Alimohammadisagvand B, et al. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(9): 6823–6850.

[19] Zhan C, Duan Z, Zhao X, Smith S, Jin H, Riffat S. Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling — paving the path toward sustainable cooling of buildings. Energy, 2011, 36(12): 6790–6805.

[20] Yang Y, Cui G, Lan CQ. Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling — A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 113: 109230.

[21] Vertiv Integrated Solutions. Available at: https://www.vertiv.cn/zh-CN/products-catalog/facilities-enclosures-and-racks/integrated-solutions/#/. Accessed Aug 30, 2024.

[22] Kelley C, Singh H, Smith V. Data center efficiency and IT equipment reliability at wider operating temperature and humidity ranges. The Green Grid, White Paper, 2012, 50.

[23] Jin C, Bai X, Yang C, Mao W, Xu X. A review of power consumption models of servers in data centers. Applied Energy, 2020, 265: 114806.

[24] Chua KJ, Chou SK, Yang WM, Yan J. Achieving better energy-efficient air conditioning — A review of technologies and strategies. Applied Energy, 2013, 104: 87–104.

[25] Characterizing Data Center Cooling System Water Stress in the United States. ASHRAE Annual Conference papers, 2022.

[26] Björck Å. Least squares methods. Handbook of Numerical Analysis, 1990, 1: 465–652.

[27] SPSSPRO. Available at: https://www.spsspro.com/analysis/index. Accessed Sep 11, 2024.

[28] LASSO: A feature selection technique in predictive modeling for machine learning. 2016 IEEE International Conference on Advances in Computer Applications (ICACA), 2016.

[29] Online Interactive Psychrometric Chart. Available at: http://www.flycarpet.net/en/psyonline. Accessed Sep 12, 2024.

[30] Ma Z, Liu X, Zhang T. Experimental investigation and effectiveness analysis of a desiccant wheel dehumidification system with low air humidity. Applied Thermal Engineering, 2023, 226: 120279.

[31] Liu J, Zhang T, Liu X, Jiang J. Experimental analysis of an internally-cooled/heated liquid desiccant dehumidifier/regenerator made of thermally conductive plastic. Energy and Buildings, 2015, 99: 75–86.

[32] Wholesale 30 Liters domestic portable dehumidifier Manufacturer and Supplier | Shimei. Available at: https://www.shimeigroup.com/30-liters-domestic-portable-dehumidifier-product/. Accessed Sep 14, 2024.

[33] China: Power sector carbon intensity 2023. Available at: https://www.statista.com/statistics/1300419/power-generation-emission-intensity-china/. Accessed Sep 15, 2024.