

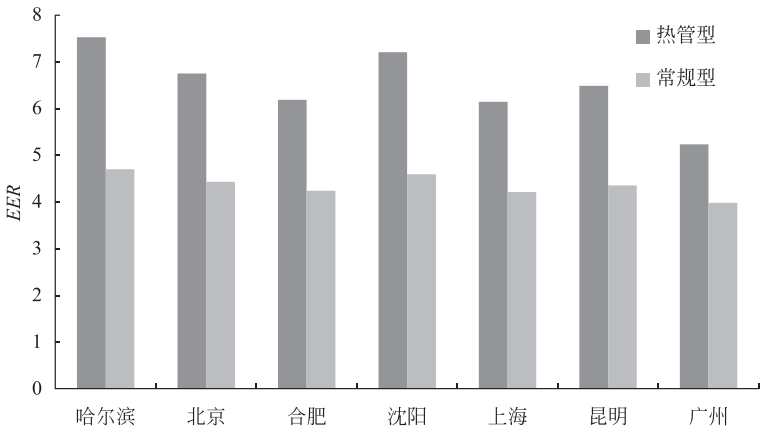


图 5.4-27 变频涡旋压缩机热管型系统 AEER

4.22, 而随着冷凝压力降低, COP 逐渐提高, 当压缩机运行在气相热管模式下时, 即当压缩机作为气泵使用过程中, 压缩机 COP 大约 15~17, 与常规机房空调压缩机 COP 相比, 有很大的提高, 但与液态制冷剂泵相比仍存在一定差距, 液泵在单台 25kW 制冷量机组中, COP 可以达到 50~60, 甚至达到 100, 这是因为液泵驱动的为液态制冷剂, 而压缩机驱动的为气态制冷剂, 两者在同等蒸发温度下密度相差接近 20 倍, 故而要做到与液泵同等排量时, 压缩机气缸需要做的非常大, 这显然是非常困难的, 并且压缩机在很低压缩比下存在泄漏以及偏离最佳运行点的情况。

但从整机能效 EER 、成本以及可靠性来看, 中小型机房空调可以优先运用气相热管技术, 因为在低温工况下, 限制机组能效比 EER 的因素占比中, 压缩机能耗占比已经很低, 如在 25kW 机房空调中, 当室外温度低于 10℃ 时, 压缩机功率已经很低 ($P \leq 1.7kW$), 而在室外温度 0℃ 时, 压缩机功率为 1.1kW, 而此时内风机、外风机功率总和也达到 1.3kW, 纵然压缩机 COP 再高也被内、外风机所限制, 即整机 EER 受到限制, 此时即使采用很高 COP 的液泵, 机组 EER 提高率也有限, 如 25kW 机组中采用液泵, 功率接近 0.3~0.5kW, 整机 EER 提高率有限。并且通过成本方面分析, 当压缩机本身具备低压比运行时, 机组整机成本几乎未增加; 而另外配备一台液泵时, 液泵成本高, 在整机成本占比非常大, 对于中小型机房空调整机成本而言, 如一台 25kW 机房空调, 一台液泵成本在整机成本的占比达到 15%~30%, 另外还需增加阀门、储液器等部件, 更增加成本。从可靠性来看, 部件的增加导致整机故障率提高, 因为系统应当越简单越可靠, 故而综合成本、能效、可靠性等多方面考虑, 在此类中小型机房空调中, 优先运用气相热管技术以及采用气相热管 & 制冷一体技术, 并运用上述热管温差换热原理, 实现空调系统在全工况下节能运行, 具有很好的效益。另外可以考虑加大在变频转子、涡旋压缩机领域关于低压比、高能效技术提升, 甚至采用多缸弥补排量不足, 提高整机能效以及技术优越性。

通过上述分析, 对于一些中小型基站、机房、数据中心, 利用上述热管空调原理, 将气泵 (气体增压泵, 压缩比 $1.0 \leq \epsilon \leq 1.3$) 与压缩机 ($1.3 \leq \epsilon \leq 8.0$) 合二为一, 当空调系统在冬季以及春、秋过渡季节工况时, 在满足制冷量前提下尽量控制较低的冷凝压力, 使

得系统冷凝/蒸发压差较小，既能实现充分利用自然冷源，又可以实现空调冷源系统成本控制，在具备足够温差时采用气相热管循环替代常规制冷循环，降低系统能耗损失，提高系统的能效，从而实现制冷系统全工况效率和空调器季节能效水平的提升，实现数据机房、基站区域化高效制冷。

5.4.5 小结

回路热管作为高效传热技术在中小型数据中心中得到比较广泛的应用，具有良好的节能效益。主要进展如下：

(1) 制冷压缩机 COP 以及三类分离式热管动力装置 COP 中，重力型分离式热管 COP 最高，液泵次之，气泵最后（对于采用水泵构成的冷冻水或水溶液型自然冷却系统中，由于系统不是相变冷却，水泵功率一般高于制冷剂泵，其 COP 介于液泵与气泵之间），而制冷系统压缩机最高 COP 工况就是系统运行在气相热管模式。若需要提高制冷系统能效，可以通过加大冷凝器或蒸发冷却等手段使得制冷系统逐渐逼近气相热管循环。

(2) 重力型分离式热管性能最佳，唯一缺陷就是安装位置限制以及多联末端能量调节不足；液相动力型分离式热管以及气相动力型分离式热管，可以克服安装位置限制，改善了工质在系统内部的分布，优化了换热效率；其中液相动力热管增压作用在蒸发侧，提高了蒸发压力，减小了换热温差，弱化了理想热管，无法突破温差界限；气相动力热管增压作用在冷凝侧，增加了冷凝温差，性能比液相动力热管更为优越，并且可以突破温差限制，使得循环逐渐演变成制冷循环，故而突破运用环境，使得系统更为简洁，成本更为低廉。

(3) 液泵在中小型机房空调成本占比高，高 COP 性能被一定程度限制，适宜性较差，机组推广难度大，而采用气泵与压缩机一体型变转速压缩机适用性更佳。在大型数据中心如磁/气悬浮离心机领域，制冷剂泵在整个离心机组成本占比很小，同时离心机冷量大，制冷剂泵高 COP 的特性被更好的发挥，推广容易。

(4) 通过以上变频转子、变频涡旋以及磁悬浮压缩机采用热管温差换热原理以及补偿温差最小能耗原理的运用，结果显示，该技术具有很好节能效益，现有的变频转子压缩机、涡旋压缩机低压缩比已经基本可以满足产品需求。

但由于压缩机技术的不足，此类空调压缩机、节流装置等方面仍需进一步的提升，并且需要根据气相热管、液相热管各自优势去匹配运用，主要发展趋势如下：

(1) 转子、涡旋压缩机压缩比需要实现 1.0~8.0 无限可调，并且具备良好的可靠性以及较高的效率，压缩机本体回油、制冷系统回油无碍；

(2) 现有转子、涡旋压缩机排量小，故而压缩机可具备两个或者多个气缸，在制冷工况时单缸或小缸运行，热管模式时低频双缸运行，低转速，低功率，大流量，提高 COP ；

(3) 电子膨胀阀最好本身具备宽幅调节流量功能，既能节流降压，也具备液管管径相当流量；

(4) 大型数据中心用磁悬浮、气悬浮离心机领域，离心压缩机为速度型压缩机，排量很大，可直接运行气相热管模式（压缩比 $\epsilon \geq 1.0$ ），但同样存在最佳 COP 点，尤其在低压缩比工况运行时，若通过调节压缩机转速实现能量调控，则会偏离最佳 COP 点，故而需要进一步优化压缩机，避免性能大幅衰减。

(5) 现有磁悬浮、气悬浮离心压缩机作为气泵使用,其COP较难超过30,节能性明显低于液泵,并且磁悬浮压缩机在低压比运行时,存在长配管、高落差、大扬程工况下压头不足现象以及多末端分液不均问题,需要液泵进行压头补偿,提高压缩机电机冷却效率。

(6) 中小型机房空调内、外机联动控制,可以很好地与数据中心负荷匹配;而大型数据中心用主机+冷水/制冷剂型末端系统为分开控制,未能完全发挥整套系统的节能效率,需要通过技术升级实现整机联动控制,实现整机制冷输出与数据中心负荷完美匹配,提高效率,尤其是既能研发主机又能研发末端的企业,更应当注重此方面的研究,为数据中心提供高效节能精确的全年冷却方案。

(7) 蒸发冷却的使用拓宽了空调系统的自然冷却模式的运行范围,冷凝侧蒸发冷却使得制冷系统循环更加逼近热管循环,大幅提高效率,机组在各个地区基本都运行在混合模式以及自然冷却模式下,机组能效非常高,适用于大型数据中心全年高效制冷。

5.5 总结展望

数据中心能耗问题日益受到关注,作为能耗最大的辅助系统,冷却系统是提效降耗的关键。数据中心高效制冷技术、基于热管和蒸发冷却的自然冷却技术都得到了快速的发展。在保证数据中心安全高效运行的同时,数据中心的能源利用效率也得到了明显的改善。

随着IT设备自身性能的提高,以及针对电子设备高热流密度散热技术(如液冷技术)的快速发展,数据中心对冷却系统提供的冷源温度的要求将进一步提升,一方面可以进一步提高制冷系统的运行效率;另一方面可以大幅度提高自然冷却时间在全年运行时间的比例,甚至实现“去冷机化”,从而大幅度降低数据中心冷源系统的能耗。

参考文献

- [1] 黄翔. 蒸发冷却空调原理与设备 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2019.
- [2] 折建利, 黄翔, 刘凯磊, 等. 自然冷却技术在数据中心的应用 [J]. 制冷, 2017, 36 (01): 60-65.
- [3] 李婷婷, 黄翔, 折建利, 等. 东北某数据中心机房空调系统节能改造分析 [J]. 西安工程大学学报, 2017, 31 (03): 364-368.
- [4] 周海东. 通信机房(基站)用蒸发冷却空调的应用研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2013.
- [5] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [6] 宋姣姣. 交叉式露点间接蒸发冷却空调机组在通信机房/基站中的应用研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2015.
- [7] 耿志超. 干燥地区数据中心间接蒸发自然冷却空调系统的应用研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2018.
- [8] 肖新文. 间接蒸发冷却空调机组应用于数据中心的节能分析 [J]. 暖通空调, 2019, 49 (03): 67-71.
- [9] 折建利. 冷却塔供冷系统在数据中心的应用研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2017.
- [10] 郭志成, 黄翔, 耿志超, 等. 单双面进风蒸发冷却冷水机组在数据中心的应用对比分析 [J]. 西安工程大学学报, 2018, 32 (03): 296-301.
- [11] 孙铁柱. 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组的研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2012.
- [12] 孙国林, 夏春华, 王培, 等. 张北某数据中心空调系统设计 [J]. 暖通空调, 2019, 49 (04): 92-95+127.
- [13] 吴冬青, 吴学渊. 间接蒸发冷凝技术在北疆某数据中心的应用 [J]. 暖通空调, 2019, 49 (08): 72-76.
- [14] 王飞, 王铁军. 动力型分离式热管在机房空调中研究与应用 [J]. 低温与超导, 2014, 11 (42): 68-71.
- [15] 王飞. 30kW 动力型分离式热管设计与实验 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.

- [16] 王铁军, 王飞. 动力型分离式热管设计与试验研究 [J]. 制冷与空调, 2014, 14 (12): 41-43.
- [17] 王飞, 黄德勇, 史作君, 等. 两种动力型分离式热管系统的试验研究 [J]. 制冷与空调, 2017, 17 (10): 53-57.
- [18] 王君, 石文星, 史作君, 等. 一种复合型机房空调系统及其控制方法: 201610425330.4 [P].
- [19] 王飞, 王君, 史作君, 等. 热管复合型机房空调研究与试验 [J]. 制冷与空调, 2017, 17 (12): 37-41.
- [20] 王飞. 液相热管型与气相热管型机房空调系统分析 [J]. 制冷与空调, 2018, 11 (18): 28-32.
- [21] 金鑫, 翟晓华, 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.
- [22] 陈光明. 一种风冷式热管型机房空调系统: 中国, CN201010528027.X [P]. 2011-11-02.
- [23] 吴银龙, 张华, 王子龙, 等. 分离式热管蒸气压缩复合式空调的实验研究 [J]. 低温与超导, 2014, 42 (1): 90-94.
- [24] Okazaki T, Seshimo Y. Cooling system using natural circulation for air conditioning [J]. Trans JSRAE, 2008, 25 (3): 239-251.
- [25] Okazaki T, Sumida Y, Matsushita A. Development of vapor compression refrigeration cycle with a natural circulation loop [C] Proceedings of the 5th ASME /JSME Thermal Engineering Joint Conference. 1999.
- [26] Lee S, Song J, Kim Y, et al. Experimental study on a novel hybrid cooler for the cooling of telecommunication equipment [C] //International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. 2006.
- [27] Lee S, Song J, Kim Y. Performance optimization of a hybrid cooler combining vapor compression and natural circulation cycles [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32 (5): 800-808.
- [28] 石文星, 韩林俊, 王宝龙. 热管/蒸发压缩复合空调原理及其在高发热量空间的应用效果分析 [J]. 制冷与空调, 2011, 11 (1): 30-36.
- [29] 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.
- [30] Zhang H N, Shao S Q, Xu H B, et al. Numerical investigation on fin-tube three-fluid heat exchanger for hybrid source HVAC&R systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95, 157-164.
- [31] Zhang H N, Shao S Q, Xu H B, et al. Numerical investigation on integrated system of mechanical refrigeration and thermosiphon for free cooling of data centers [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 60, 9-18.
- [32] 王铁军, 王冠英, 王蒙, 等. 高性能计算机用热管复合制冷系统设计研究 [J]. 低温与超导, 2013, 41 (8): 63-66.
- [33] 白凯洋, 马国远, 周峰, 等. 全年用泵驱动回路热管及机械制冷复合冷却系统的性能特性 [J]. 暖通空调, 2016, 46 (9): 109-115.
- [34] 石文星, 王飞, 张国辉, 等. 一种热管复合型空调系统: 201620233759.9 [P]. 2016-08-10
- [35] 石文星, 王飞, 黄德勇, 等. 气体增压型复合空调机组研发及全年运行能效分析 [J]. 制冷与空调, 2017, 17 (2): 11-16.
- [36] 王飞, 王君, 史作君, 等. 热管型机房空调设计与分析 [J]. 制冷与空调, 2018, 18 (5): 5-8.
- [37] 王飞. 一种变频热管复合型机房空调系统及其控制: 201810040089.2 [P]. 2018. 5. 29
- [38] 王飞. 一种变频热管复合型机房空调系统: 201820069139.5 [P]. 2018. 9. 11
- [39] 国德防, 石文星, 张捷, 等. 三模式复合冷水机组及其控制方法: 201510350859.X [P]. 2015-11-11
- [40] 王君, 等. 一种多联式机房空调系统: 201621023754.X [P]. 2016. 8. 30
- [41] 王飞. 一种多模式机房空调系统的控制方法: 201810093978.5 [P]. 2018. 7. 3
- [42] 王飞. 一种带自然冷却型空调系统及控制方法 201910498291.4 [P]. 2019. 6. 10
- [43] 王飞. 一种数据中心用复合型空调系统及控制方法 201910497418.0 [P]. 2019. 6. 10

第 6 章 冷却系统调试与故障分析

在数据中心的运行过程中，冷却系统首先要保证数据中心机房的温度满足服务器设备正常工作的需求，在此基础上尽可能地降低能耗。因此，在冷却系统的开机和运行过程中，有必要对其进行系统调试和运行维护，以使其达到设计的制冷和能效要求。本章从调试、故障分析和运行维护三个方面展开。其中调试部分对数据中心冷却系统中常见的传热过程的调试准则进行了介绍，分析了系统运行模式切换中的问题和调试要点，并对假负载测试的方法和内容进行了描述。故障分析部分对数据中心冷却系统主要设备可能的故障类型和故障原因进行了归纳和总结。最后对数据中心冷却系统运行和维护管理内容进行了介绍。

6.1 冷却系统调试

数据中心的冷却系统按冷源分类大致可以分为风冷系统和水冷系统，其区别在于风冷系统直接利用室外冷风作为冷源，利用的冷源温度为室外干球温度；水冷系统则一般先由冷却塔制备冷却水，利用的冷源温度为室外湿球温度。无论风冷系统还是水冷系统，都可以实现对自然冷源的利用，一般采用换热器与冷机串联或并联的方式实现对室外自然冷源的间接利用，系统可运行在完全自然冷却、部分自然冷却和完全机械制冷模式下，对冷却系统的调试即是对每种运行模式的运行参数以及各模式直接的切换进行调试。

6.1.1 调试的目的

数据中心冷却系统在首次开机和正常运行过程中均需要进行调试，其中首次开机进行的调试一般称为开机调试。开机调试的目的是为了检验经过施工和安装后，设备和系统是否满足设计要求。为了验证系统的运行稳定性，一般冷却系统开机调试会持续几天以上。在此过程中，还会进行部分极端工况的试运行，以验证系统在出现故障时还能满足机房的运行要求，为维护人员争取足够的时间。

而运行调试是在数据中心已经正常运行后所进行的调试，此时的调试主要是为了调节设备和系统的运行参数，使其在满足机房运行需求的前提下，达到节能的目的。数据中心的负载率往往是随着时间不断增加的，而冷却系统往往是按极限负载进行设计的。因此，当数据中心负载率不满或负载率发生变化时，就需要对冷却系统进行适当地调试，改变其运行参数，使其适应负载的变化。

6.1.2 风冷系统调试

从能效优化的角度出发，对风冷系统进行调试主要是对不同室外环境温度和负载率情况下的系统运行模式和参数进行调节，以一个带自然冷却的风冷系统的模式切换规律为

例，分析室外环境温度和负载率对模式切换的影响。该风冷系统可以运行在完全自然冷却模式、部分自然冷却模式和完全机械制冷模式，以系统能耗最低为优化目标，经过智能算法寻优，得到系统运行模式切换规律，如图 6. 1-1 所示^[1]。

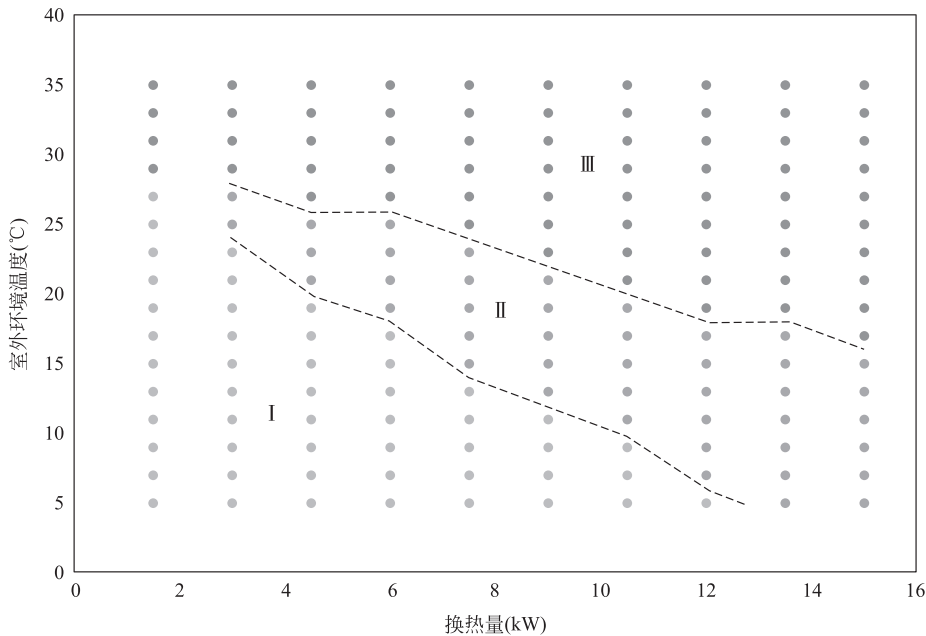


图 6. 1-1 系统运行模式切换机制

在蓝色圆点所在的 I 区范围内，制冷机组不启动，系统处于完全自然冷却模式。在紫色圆点所在的 II 区范围内，制冷机组启动，系统处于部分自然冷却模式。在红色圆点所在的 III 区范围内，系统处于完全机械制冷模式。由计算结果可以看出，该系统能效最优的运行模式同时受室外环境温度和负载率的影响。在某一负载率下，随着室外环境温度的升高，系统从完全自然冷却模式向部分自然冷却模式和完全机械制冷模式转变，且随着负载率的升高，系统进入部分自然冷却模式和完全机械制冷模式对应的环境温度逐渐下降。因此，如果以能效最优为目的进行系统调试，无论风冷系统还是水冷系统，除了考虑室外环境温度外，都还应考虑机房负载率，以对模式切换的温度设定值进行调整。接下来对各运行模式下的调试准则进行分析。

6. 1. 2. 1 完全自然冷却模式调试

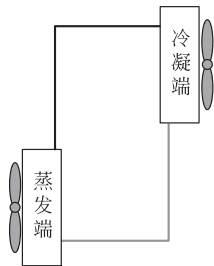


图 6. 1-2 风冷系统完全自然冷却模式示意图

数据中心风冷系统在完全自然冷却模式下冷机不工作，系统退化为一个分离式热管换热过程，如图 6. 1-2 所示，室内末端蒸发器吸收机房服务器散发的热量，室外冷凝器将热量排放至大气环境中。

根据本章参考文献 [1] 的思路，建立完全自然冷却模式下的传热物理模型，以系统整体运行功耗最小为优化目标，可以

推导出式 (6-1)^[1]。

$$\frac{W_C}{\Delta T_C} = \frac{W_H}{\Delta T_H} \tag{6-1}$$

式中, T 代表空气温度, W 代表泵功率, 下标 H 、 C 分别表示蒸发器侧和冷凝器侧。则式 (6-1) 表示当冷凝器侧风机功耗与空气温差之比与蒸发器侧风机功耗与空气温差之比相等时, 系统总能耗最低。由式 (6-1) 可以定义一个协同运行因子, 如式 (6-2) 所示:

$$\gamma = \frac{\Delta T_C W_H}{\Delta T_H W_C} \tag{6-2}$$

协同运行因子越接近 1, 系统运行能效越高, 当协同运行因子等于 1 时, 系统运行能效最高。故式 (6-2) 可以作为完全自然冷却模式下的调试准则^[1]。

下面通过一个实际案例来说明协同运行因子在系统运行调试中的使用。表 6.1-1 为一个分离式热管实测数据, 其系统结构图如图 6.1-1 (b) 所示, 该测试在焓差实验室中进行, 蒸发端置于焓差实验室的室内环境模拟侧, 冷凝端置于焓差实验室的室外环境模拟侧。测试时, 室内环境模拟侧设定温度维持在 32℃, 以模拟机房服务器排风温度, 室外环境模拟侧设定温度维持在 5℃。

分离式热管实测数据 表 6.1-1

工况	换热量 (W)	ΔT_H (℃)	ΔT_C (℃)	系统能耗 (W)	协同运行因子
1	10186	17.0	5.7	313.0	0.09
2	10230	13.6	9.4	202.4	0.54
3	10320	13.3	9.6	205.1	0.60
4	10342	12.7	10.1	205.6	0.75
5	9995	11.9	11.2	199.7	1.03
6	9865	11.0	12.1	202.1	1.51
7	10026	10.5	12.4	215.6	1.83
8	10185	9.5	13.1	245.8	2.74
9	4986	6.0	19.7	153.1	7.00
10	4955	6.9	18.9	132.0	4.59
11	5205	8.7	17.4	117.0	2.55
12	5096	10.7	15.7	105.0	1.46
13	5112	12.2	14.3	101.3	1.01
14	4965	13.0	13.6	98.8	0.84
15	5106	14.2	12.4	99.5	0.64
16	5023	21.0	5.3	131.3	0.09

根据表 6-1 中的数据分析可知, 工况 1~工况 8 系统换热量基本处于 10kW 左右, 能耗最低出现在工况 5, 此时协同运行因子为 1.03, 最为接近 1。工况 2~工况 6 系统功耗差距并不大, 协同运行因子处于 0.54~1.51 之间。工况 9~工况 16 系统换热量基本处于 5kW 左右, 能耗最低出现在工况 14, 此时协同运行因子为 0.84, 与工况 13 相比, 协同运行因子接近 1 的程度稍差, 但能耗更低, 这是由于工况 13 与工况 14 换热量不同且存在测量误差造成。工况 12~工况 15 系统功耗差距不大, 协同运行因子处于 0.64~1.46 之间。

因此在实际调试过程中,可以将协同运行因子的调试范围放宽到 0.5~1.5,由于协同运行因子与泵或风机的能耗直接相关,受泵或风机性能影响较大,针对实际系统调试时,还应考虑现场情况,确定调试过程中的协同运行因子范围。由两组换热量不同的数据可以看出,随着换热量的变化,最优工况下流体温差也存在差异,因此单纯考虑温差进行调节控制难以达到能效最优,还需考虑系统负荷的变化。

6.1.2.2 完全机械制冷模式调试

数据中心风冷系统在完全机械制冷模式下即为一个蒸气压缩循环换热系统,由蒸发器、压缩机、膨胀阀和冷凝器等设备组成,其运行示意图如图 6.1-3 所示。

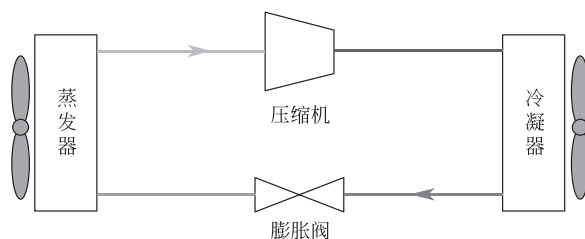


图 6.1-3 完全机械制冷模式换热示意图

根据本章参考文献 [1] 的思路,建立完全机械制冷模式下的传热物理模型,以系统整体运行功耗最小为优化目标可以推导出式 (6-3)^[1]。

$$\frac{W_C}{\Delta T_C} = \epsilon \frac{W_H}{\Delta T_H} \quad (6-3)$$

其中

$$\epsilon = \frac{COP + \frac{b}{a\eta}}{COP + \frac{1}{\eta}} \quad (6-4)$$

式中, T 代表温度; W 代表风机功耗; 下标 H 、 C 分别表示蒸发器侧和冷凝器侧, COP 是压缩机的能效比; η 为压缩机的性能系数; a 、 b 分别为所用制冷剂在饱和气液相线上的焓值表示为温度的一次函数时的一次项系数。则式 (6-4) 表示当冷凝器侧空气温差与风机功耗之比与蒸发器侧空气温差与风机功耗之比乘以一个系数相等时,系统总能耗最低。由式 (6-4) 可以定义一个协同运行因子,如式 (6-5) 所示:

$$\gamma = \epsilon \frac{\Delta T_C W_H}{\Delta T_H W_C} \quad (6-5)$$

协同运行因子越接近 1,系统运行能效越高,当协同运行因子等于 1 时,系统运行能效最高。故式 (6-5) 可以作为完全机械制冷模式下的调试准则^[1]。

下面通过一个实际案例来说明协同运行因子在实际系统运行调试中的使用。表 6.1-2 为一个蒸气压缩循环系统实测数据,其系统结构图如图 6-2 (a) 所示,该测试在焓差实验室中进行,蒸发器置于焓差实验室的室内环境模拟侧,其余设备置于焓差实验室的室外环境模拟侧,工质为 R22。测试时,室内环境模拟侧设定温度维持在 32℃,以模拟机房服务器排风温度,室外环境模拟侧设定温度维持在 35℃。

蒸气压缩循环系统实测数据					表 6.1-2
工况	换热量 (W)	ΔT_H (°C)	ΔT_C (°C)	系统能耗 (W)	协同运行因子
1	9865	24.6	4.6	4609.0	0.01
2	10007	8.6	3.8	3071.0	0.12
3	9962	8.6	3.7	2815.2	0.15
4	10068	8.7	5.7	2508.2	0.58
5	10196	8.8	7.4	2428.9	1.15
6	10106	8.7	9.1	2511.7	1.98
7	10115	8.7	13.4	2624.1	4.28

根据表 6.1-2 中的数据可知，系统换热量约为 10kW 左右，能耗最低出现在工况 5，此时协同运行因子为 1.15，最为接近 1。工况 4~工况 6 系统能耗差距不大，协同运行因子处于 0.58~1.98，因此，在实际应用中可以将协同运行因子的调节范围放宽到 0.5~2.0。由于协同运行因子与压缩机和风机的能耗直接相关，受压缩机和风机性能影响较大，针对实际系统调试时，还应考虑现场情况，确定调试过程中的协同运行因子范围。

6.1.2.3 部分自然冷却模式调试

数据中心风冷系统处于部分自然冷却模式时是一个复杂的串并联换热网络，直接建立物理传热模型进行能效最优分析无法得到简单参数关系式，不便于实际工程调试。目前，数据中心中对于部分自然冷却模式的调试大多以局部调试方法为主，以局部温度或压力为监测点，通过反馈调节的方式使其维持在设备允许的范围内，以保证系统正常运行。

针对自然冷却模式下系统的能效优化调试，目前研究的热点主要集中在人工智能优化技术上，通过大数据分析，进行机器学习建模和强化学习优化分析，从而实现对复杂冷却系统的能效优化。

6.1.3 水冷系统调试

数据中心最常见的带自然冷却的水冷系统主要由冷却塔、制冷机组、板式换热器、冷却水泵和冷冻水泵等组成，与风冷系统一样，也可以实现完全自然冷却、部分自然冷却和完全机械制冷。其调试的方法与风冷系统类似，在风冷系统中依靠风机驱动流体换热，而在水冷系统中则依靠水泵驱动流体换热，其本质并无差异，不同的是水冷系统增加了关于冷却塔的调试。

在数据中心水冷系统中，当机械制冷和自然冷却共用冷却塔作为冷源时，在部分自然冷却模式下，当室外环境温度低于某个阈值时，不论自然冷却与机械制冷是串联还是并联换热，都需要注意冷却水进入制冷机组的温度，使其处于制冷机组运行要求的参数范围内。这是由于当进入制冷机组的冷却水温度过低时，会导致冷凝压力下降，对制冷机组的运行产生不利影响。可采取的解决办法是，在制冷机组的冷却水侧增加旁通管道，改变进入制冷机组的冷却水流量，从而调节制冷机组的冷凝压力，保证制冷机组的正常运行。

目前的数据中心水冷系统模式切换大多根据预先设定的温度值，与室外湿球温度进行比较，从而判断系统是否部分或完全开启自然冷却模式，某数据中心的水冷系统模式切换逻辑如下所示。

(1) 部分自然冷却模式切换

当室外湿球温度达到 9℃（可调）以下，并维持 20min（可调），系统发出部分自然冷却模式的命令。

制冷单元控制器将开始按顺序要求启动换热器，首先控制器将设定冷却水供水温度设定点为 10℃（可调），该温度由冷却塔风机台数控制，然后当冷却水温度降低至设定温度时，打开板换的电动阀门。冷凝器进口的水阀由制冷机控制盘提供的冷凝器压力调节，使制冷机保持允许的冷凝压力。

(2) 全部自然冷却模式切换

当室外湿球温度达到 4℃（可调）以下，并维持 20min（可调），同时冷却水出水温度达到 10℃，制冷系统进入完全自然冷却模式运行。

当冷却水出水温度达到 5℃（可调），冷却塔配带的电加热器自动启动，维持冷却水出水温度不低于 5℃。

当冷却系统从部分自然冷却模式过渡到全部自然冷却模式，制冷机将不再供冷。

如果所有冷却塔风机全部运行持续 20min，换热器冷冻水供水温度始终高于设定点 1℃（可调）并持续 10min，全部自然冷却模式将被终止。系统将通知制冷机管理器解除全部自然冷却模式进入部分自然冷却模式。

6.1.4 假负载测试

6.1.4.1 测试目的

数据中心是一种大型基础设施，在运行中会出现各种问题和故障。为了提高数据中心运行时的安全可靠，在投入运行前，应进行全面的检查，这需要对系统进行一些测试。但是，数据中心在进行投产前并没有负载，而对于数据中心的一些问题，在空载运行状态下暴露不出来，即不能测试出系统的可靠性和安全性。因此，采用假负载来模拟工作状态进行验证测试，是一个合理且理想的测试选择。在测试中，安装一定的假负载设备并上电运行，模拟机房内 IT 设备实际运行、发热的情况，这样就可以测试所有的配套设备的运行状态。根据设备的运行状态参数可初步确认各系统是否正常工作，由此对出现的问题提前进行排查，具有一定的准确性和实用性，使得后续运营中的故障风险大大降低。同时，通过分析测试得到的数据结果，可以评估系统是否达到了安全性、可靠性、节能性等预期的基本要求，查出问题预先一步进行整改，测试通过后再投入正式运行。因此，在数据中心正式投运前，假负载测试是保障整体系统安全可靠性的一个十分关键的环节^[2]。

6.1.4.2 假负载温度测试

(1) 对于 IT 设备的进风温度和排风温度，假负载测试的步骤如下：

1) 保证机房内空调设备安装完成，供配电系统安装完成并已加电进行空载试运行测试，机柜及控制器单机调试完成；

2) 保证冷冻水系统管道已完成保压、保温及冲洗，保证冷媒管道已完成打压、保压和保温，保证冷冻水循环满足测试要求，供水温度达到规定范围；

3) 假负载安装完成，并具备上电条件；

4) 开启假负载；

5) 记录 IT 设备的进风温度和排风温度；

6) 记录一定时间后，测试结束，从环境监控系统中提取温度记录曲线，从电力监控系统中提取假负载配电柜的用电量以及空调末端的用电量。

(2) 对于假负载测试温度，应该注意的事项有：

1) 不同的末端冷却系统对应不同的温度测试点，但测试核心均为 IT 设备的进风温度和排风温度。例如，对于房间级和列间级末端冷却系统，假负载测试的温度为冷通道温度和热通道温度，分别作为 IT 设备的进风温度和排风温度。再如，对于热管背板型末端冷却系统，假负载测试的温度为机柜的进风温度和热管背板回风温度，分别作为 IT 设备的进风温度和排风温度。以一个热管列间级空调为例，典型温度测点选取如图 6.1-4 所示。以一个热管背板空调为例，典型温度测点选取如图 6.1-5 所示，其中红色方框为典型温度测点。

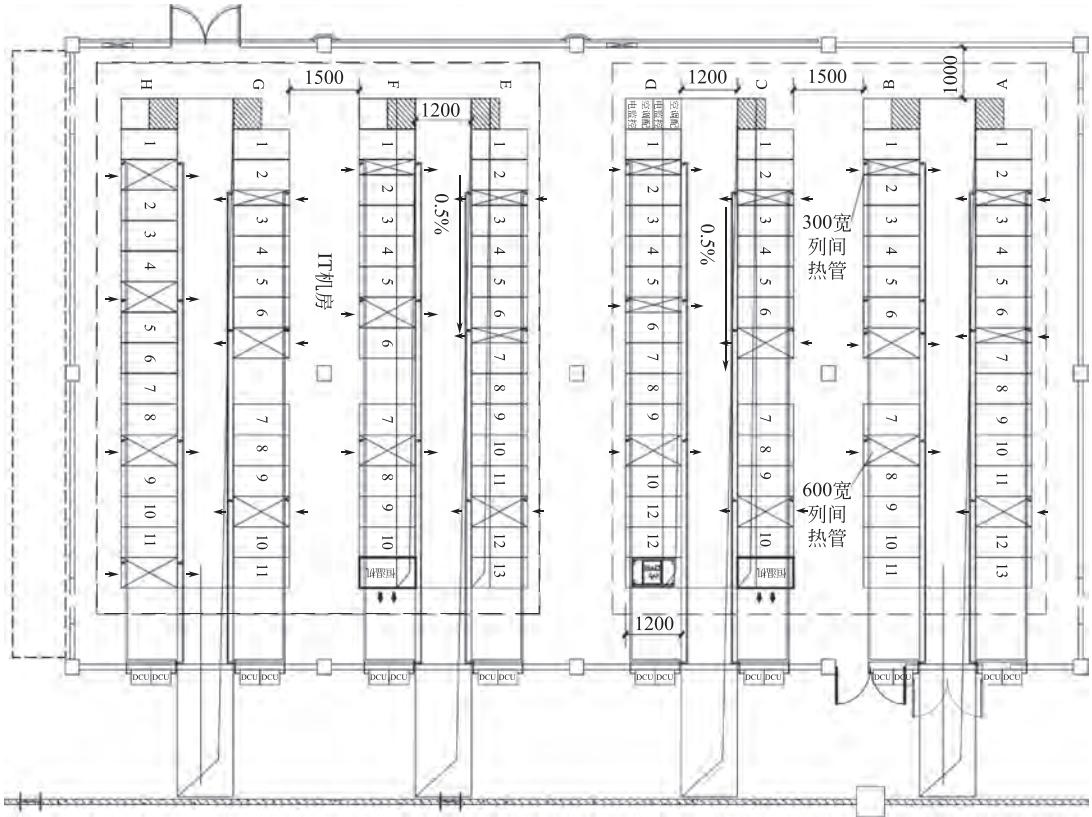


图 6.1-4 典型热管列间空调测点温度位置图

2) 在假负载开启后，机房内的温度在达到稳定半小时之后，即当各电气点的温升基本稳定后，再开始记录温度。

3) 明确测试参数范围，这里包括了假负载的功率、机房空调系统允许的最大负载以及每列头柜允许最大电流等。

6.1.4.3 假负载 PUE 测试

(1) 对于 PUE 值测试，为了确保 PUE 值是在设计要求的温度前提下测得的，需要将此测试与温度测试同时进行。假负载测试的步骤如下：

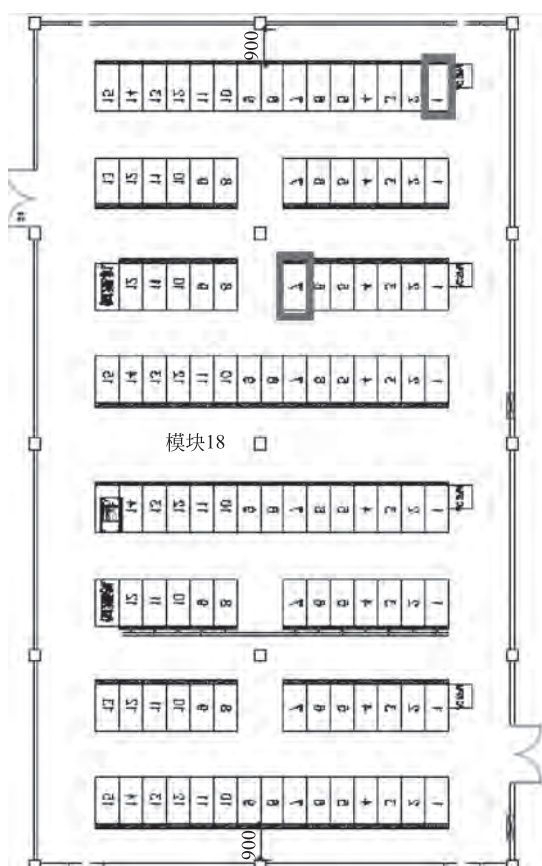


图 6.1-5 典型热管背板机柜测点温度位置图

1) 保证机房内空调安装完成，供配电系统安装完成并已加电进行空载试运行测试，机柜及控制器单机调试完成；

2) 保证冷冻水系统管道已完成保压、保温及冲洗，保证冷媒管道已完成打压、保压和保温，保证冷冻水循环满足测试要求，供水温度达到规定范围；

3) 进行 UPS 校对测试，校对电量计量仪表的准确性，分别读取列头柜的功率读数和 UPS 仪表的功率读数，进行对比；

4) 假负载安装完成，并具备上电条件；

5) 开启假负载；

6) 记录 PUE 值。

(2) 对于假负载测试 PUE ，应该注意的事项有：

1) PUE 是机房所有空调末端设备与负载耗能之和与负载耗能之比；

2) 测试周期不少于 24h；

3) 机房所有空调末端设备的耗能与负载耗能的单位均为 kWh，不能用瞬时功率的计算方法；

4) 机房所有空调末端设备包括送风末端、恒湿机、空调控制系统等；

5) 每隔 2h 记录一次假负载用电量和空调系统等非假负载用电量，并核对每 2h 内假

负载用电量有无变化；

6) 各单位采用监控平台数据读取或采用外置便携仪表测试再汇总的方法均可，但必须保证数据完整和准确。

6.1.4.4 假负载单点故障测试

(1) 列间空调的故障测试

采用假负载进行单点故障测试，以热管列间级空调为例，进行空调故障或者断电停机的温升测试，测试的步骤如下：

- 1) 假负载、空调系统、冷冻水系统正常运行时，每个冷通道关闭 1 台或者 2 台空调；
- 2) 用手持温湿度仪测量并记录此台空调所涉及机柜的冷热通道的温度变化，持续时间为 30min。

注意事项：

- 1) 如果 IT 设备进风温度一直升高，则热通道温度升高至 35℃时，测试结束；结束后整理该机柜的温度数据，绘制变化曲线。
- 2) 如果 IT 设备进风温度一直升高，但热通道的温度在低于 35℃的温度下保持稳定，则在此温度下保持 30min 无变化，测试即可结束。

测试结果及分析：

某数据中心热管列间级空调进行单点测试后，得到热成像记录图，其中图 6.1-6 为 A 列排风通道温度，图 6.1-7 为 AB 列进风通道温度。



图 6.1-6 A 列排风通道温度



图 6.1-7 AB 列进风通道温度

- 1) 从测试数据上看，当冷通道内单台空调故障时，冷、热通道温度都有小幅度的升高，但排风温度依然维持在 35℃以下，满足测试工况要求。
- 2) 测试过程中，机柜进风温度为 21~24℃，排风温度为 30~35℃；机房冷、热通道的温度分布十分均匀，满足设计要求。
- 3) 因此得出，单台设备故障会使冷热通道温度小幅度升高，在故障工况下，冷通道的平均温升均未超过 2℃，符合设计要求。

(2) 热管背板空调的故障测试

机柜级热管背板空调的假负载单点故障测试步骤如下：

- 1) 假负载、热管系统、冷水系统正常运行时，选择机房中任意一台热管冷凝器；

- 2) 手动关闭进出水阀门;
- 3) 监测对应列机柜的 IT 设备进、排风温度的变化曲线。

测试中需要注意如下问题:

1) 热管冷凝器故障后, 密切关注监控系统的环境参数, 如果从监控系统确认 IT 设备进风温度保持 20min 无变化, 测试即可结束, 结束后从监控系统读取此段该机柜的温度数据、曲线。

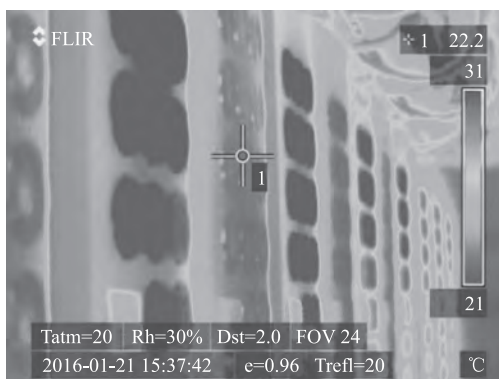


图 6.1-8 热成像照片

2) 热管冷凝器故障后, 如果 IT 设备进风温度一直升高, 则发现任一台机柜进风温度升高至 35℃时, 测试结束。解除冗余风机故障, 结束后从监控系统读取此段该机柜的温度数据、曲线。

测试结果及分析:

某数据中心热管背板空调进行单点测试后, 模拟最不利工况下的单台热管冷凝器(边界处热管冷凝器)发生故障的情况, 得到热成像记录图, 如图 6.1-8 所示。

可以看出, 关闭某个热管冷凝器后, 共用一个冷通道的两列机柜的进风温度升高至 23.6℃, 与其他列机柜进风温度相比, 平均温度高约 2.5℃。

6.2 设备及系统故障分析

数据中心冷却系统的故障种类繁多, 根据故障发生的时间不同可分为设计故障和运行故障。设计故障是指在系统设计、安装及调试过程中出现的故障问题, 这类故障易于发现, 且通常会有专业维修人员在场, 因此可以迅速准确地找出故障原因, 使得故障问题被立即解决, 恢复冷却系统的正常工作状态。运行故障是指在冷却系统实际工作过程中出现的故障问题, 这种故障往往更加复杂, 排除较困难, 易于造成系统的整体瘫痪并引起一定的经济损失。此外, 故障还可以分为系统故障和设备故障。系统故障是指冷却系统没有达到要求的工况水平而产生了故障, 设备故障是指冷却系统中单独一个设备由于损坏产生了故障。本节主要介绍的是运行时冷水机组的各个设备、冷却塔、精密空调以及加湿机组的一些故障形式以及故障原因。

6.2.1 冷水机组故障

(1) 蒸发器故障

1) 蒸发器外表面结霜

蒸发器结霜是指由于蒸发压力过低, 而在蒸发器表面出现结霜的现象。因此, 在这里来分析一些蒸发压力过低的原因。首先, 从元件结构上分析, 当蒸发器自身换热面积小, 达不到给定的制冷需求时, 蒸发压力很低。其次, 当膨胀阀的开度较小时, 进入蒸发器的制冷剂流量很小, 此时蒸发器内由气相制冷剂占据大部分空间, 而制冷剂在气相时, 换热

效率是低于液相的，因此制冷量较小，蒸发压力过低。另外，一些部件的堵塞也会影响换热，使得蒸发压力降低^[3]。

2) 制冷剂泄漏

在蒸发器处，若制冷剂的泄漏量小，则会引起冷机的制冷量减少，若制冷剂的泄漏量大，则会引起上面提到的蒸发压力过低的现象。实际在蒸发器进行工作时，由于换热过程中换热器的铜管砂眼以及腐蚀，会造成制冷剂的泄漏问题。

除此之外，表 6.2-1 列出了蒸发器的一般性故障^[4]。

蒸发器一般性故障 ^[4]		表 6.2-1
蒸发器故障类型	故障原因	
压力降过大	(1)蒸发器入口堵塞； (2)换热器内部板片通道堵塞； (3)过滤器失效	
换热效果差	(1)蒸发器内部板片有污垢； (2)过滤器堵塞； (3)制冷剂进入温度过高	
蒸发器换热板片压偏	(1)蒸发器换热板片变形量太大； (2)夹紧螺栓紧固不均匀	

(2) 压缩机故障

1) 制冷剂泄漏

制冷剂泄漏多数发生在压缩机的轴封处，会出现漏气现象。一方面，压缩机采用油封的形式进行轴封密封，如果轴封内油量不够，如油管路发生堵塞，则会影响进油量，这样在压缩机处没有达到油封效果，就会造成制冷剂的泄漏。另一方面，轴封的密封圈是橡胶材质，在油的环境下会被浸蚀，从而发生变形现象，这样会造成密封效果变差，从而使制冷剂发生泄漏。

2) 超载现象

压缩机超载是指通过压缩机的电流过大，超过了正常工作电流，则冷却系统会自动报警。这是因为当冷机接收的热负荷过大时，进出压缩机的压力值都会提高，超过了压力限制范围，此时通过压缩机的电流就会增大，会出现压缩机超载现象。另外，当冷却系统制冷剂的流量增大时，超过了压缩机的工作容量，也会使压缩机发生超载现象。除此之外，压缩机内部结构的损坏或者接线松动也可能使得压缩机电流过大，使压缩机超载。

3) 高低压窜气

高低压窜气是指经过压缩机发生升压后的制冷剂，在排出后没有进行正常的制冷循环，即没有通过冷凝器、蒸发器等，而是直接又回到了压缩机的吸气端。对于原因，一般是由于压缩机内部的气阀不严密或者汽缸有磨损，这样不能保证制冷剂的流动方向，则可能发生压缩机内制冷剂的回流，即高低压发生窜气现象。高低压窜气会带来一些危害，如导致曲轴箱温度过高，排气温度过高等^[5]。

4) 油泵油压过低

压缩机的油泵工作需要保证一定的压力，而油压过低是指油压表和压缩机的吸气压力表的读数之差过小。一方面，当油中含有一定量的制冷剂，则会引起制冷剂在曲轴箱内发

生吸热，蒸发过程会形成起泡现象，占用了油的空间，也降低了一定的油压。另一方面，可能是油泵自身有一定的机械磨损，使得工作效果变差，油压降低。

上述故障为压缩机运行中常见的一些故障。除此之外，压缩机的调节参数吸气温度和排气温度也会由于某些原因而不能保持在正常范围内，现将这些故障原因列在表 6.2-2 中。

压缩机参数故障		表 6.2-2
压缩机故障类型	故障原因	
压缩机吸气温度过高	(1)冷凝器结垢； (2)膨胀阀开度过小； (3)压缩机吸气阀片损坏； (4)制冷系统阀门或焊接部分泄漏； (5)冷却水流量过小； (6)水泵不转； (7)制冷剂充注量不足	
压缩机吸气温度过低	(1)过滤器堵塞； (2)风机不转	
压缩机排气温度过高	(1)吸入气体的过热度太大； (2)膨胀阀开度过小； (3)过滤器堵塞； (4)制冷系统阀门或焊接部分泄漏； (5)制冷剂充注量过多； (6)制冷剂充注量不足； (7)冷却水进口温度高； (8)冷却水流量过小； (9)水泵不转	
压缩机排气温度过低	(1)压缩机吸排气阀片损坏； (2)冷却水进口温度低	

(3) 膨胀阀故障

1) 膨胀阀开启和调节故障

膨胀阀的开启和调节故障，是指在制冷工作时无法正常开启膨胀阀和调节膨胀阀的开度。对于开启故障，一般的原因有两个：膨胀阀内感温包工质泄漏或是膨胀阀的机械结构传动杆长度过短或出现弯曲现象。当感温包工质泄漏时，由膨胀阀工作原理可知，膨胀阀无法将制冷剂送至蒸发器，导致制冷循环停止。当传动杆的长度过短或是弯曲时，会造成蒸发压力下降，使得制冷效果变差。对于膨胀阀的调节故障，一般的原因是传动杆过长，以及感温包与蒸发器之间距离太远，使得膨胀阀不能调小，也会导致制冷效果变差。

在膨胀阀调节这部分，一些具体的故障原因如表 6.2-3 所示。

膨胀阀调节故障		表 6.2-3
膨胀阀故障类型	故障原因	
膨胀阀通路不畅	(1)膨胀阀的阀针过长造成阀开度失调； (2)调节弹簧折断； (3)感温包内充剂逃逸	

续表

膨胀阀故障类型	故障原因
膨胀阀开度过大	(1)膨胀阀的阀针过长造成阀开度失调； (2)调节弹簧折断； (3)感温包位置不正确
膨胀阀工作不稳定	(1)制冷剂不充足； (2)膨胀阀的容量选择过大

2) 膨胀阀的多类堵塞故障

膨胀阀内除了制冷剂和膨胀剂，可能还会出现水分、冷冻油以及一些杂质。对于水分，若在工作中膨胀阀内混有水分，在低温条件下，水发生结冰现象，称为冰塞。对于冷冻油，若在工作中蒸发温度低于冷冻油的凝固点温度，则冷冻油发生低温凝结，而冷冻油中的蜡会被分离，在膨胀阀中堵塞过滤网或者阀针孔。对于杂质，在制冷机组运行一段时间后，管路内壁的杂质会和制冷剂一起进行循环，在膨胀阀的过滤网处，杂质会进行附着沉积，使得流通面积减小进而造成堵塞现象。这些类型的堵塞都会使膨胀阀不能正常工作，并对冷机系统的运行产生影响^[5]。

(4) 冷凝器故障

1) 制冷剂的冷凝压力过大

制冷系统工作时可能会出现冷凝压力过大的状况。一方面，当由于设备气密性变差而使得空气进入冷凝器中时，根据道尔顿分压定理，制冷剂压力与空气压力加和的冷凝总压力比之前有所增加。当残留在冷凝器中的空气占据的体积过大时，会造成冷凝压力过大，进而使制冷量降低，耗电量增加。

2) 换热管振动

冷凝器产生振动，主要有两方面原因：一是由于外界有振源，引起管子振动；二是由于壳侧介质流动过程可能会引发管子产生很大的振幅。管子发生振动危害很大，一方面会使得管子振动时相互接触，相互摩擦，在振动幅度最大处，管子会发生严重的磨损。另一方面在管子振动时，由于产生弯曲交变应力，则会使管子发生弯曲变形，长期运行会使得管子产生疲劳破裂现象。

6.2.2 冷却塔故障

(1) 冷却塔效率低

冷却塔的冷却过程主要由进入冷却塔的水温和离开冷却塔的水温决定，当水温的差值过小，则冷却效果差。换热温差小，一方面由于空气和水的接触面积小以及接触时间过短，不能达到充分的热量交换；另一方面，进入冷却塔的空气流动方向和流动速度也会削弱换热过程。这些都会影响冷却系统的换热效率。

(2) 循环设备腐蚀

当冷却塔的冷却水与空气直接接触时，空气中的杂质会使冷却水的纯净度降低。随着冷却水的不断循环，即蒸发冷凝过程的不断往复，冷却水中的杂质浓度增加。这样使得冷却水的水质逐渐恶化，具体表现为设备管道系统会发生腐蚀结垢等现象，影响冷却水的循环，影响换热过程。

(3) 塔内结冰

冷却塔的塔内结冰主要是指冷却塔的淋水装置、外侧护板、集水盘等区域发生严重的冻结现象。例如在集水盘处，内部冷却水正常循环流动，而集水盘边缘区域流速小，在冬季工况会发生结冰现象，而由于冰的密度小于水的密度，结冰后体积增大，这样会造成集水盘结构发生破坏，甚至发生漏水等现象。再如，在冷却塔进风口处，挡风板悬挂的方位以及挡风板悬挂的数量没有调整到位，此时若进入冷却塔的冷空气过多，则塔内冷却水会有结冰现象，对冷却循环造成破坏^[6]。

除此之外，表 6. 2-4 列出了冷却塔其他常见故障及处理方法。

冷却塔常见故障及处理方法 表 6. 2-4

常见故障	故障原因	处理方法
冷却水温度升高	(1)循环水量过多； (2)风量不均； (3)热空气再循环现象产生； (4)风量不足； (5)散热片阻塞； (6)散水管阻塞； (7)入风口网阻塞	(1)调节水量至设计标准； (2)改善通风环境； (3)调整风叶片角度(额定电流内)； (4)清除散热片阻塞； (5)清除尘垢及藻类； (6)清除入风口网阻塞之处
冷却水量过少	(1)散水孔阻塞； (2)过滤网堵塞； (3)水位过低； (4)循环泵选择错误	(1)清除尘垢及藻类； (2)取出过滤网清洗干净； (3)调整浮球阀至运转水位； (4)更换与设计水量相符的泵
异常噪声及振动	(1)风叶触到风筒内壁 (2)风叶安装不当 (3)风车不平衡； (4)减速机内润滑油过少； (5)轴承故障	(1)调整风叶长度； (2)重新拧紧螺母； (3)校正风叶角度； (4)补充油量至规定油面； (5)更换轴承或轴封
马达超载	(1)压降过低； (2)风叶角度不适当； (3)量过大； (4)马达故障	(1)检查电源； (2)调整风叶角度； (3)调整风叶角度； (4)更换或送修
水滴过量飞溅	(1)散水管回转过快； (2)散水槽水位过高溢出； (3)散热片阻塞； (4)挡水板失效； (5)循环水量过多	(1)调整散水管角度； (2)更改散水孔孔径数量； (3)清除散热片阻塞； (4)更换挡水板； (5)减小循环水量

6. 2. 3 精密空调末端故障

1) 过滤网堵塞

过滤网是指精密空调中与空气直接接触的过滤部件，由于空气中含有杂质，在换热后空气经过滤网进入室内机房，使得杂质残留在过滤网上。杂质长期积累结垢，会使得过滤网发生堵塞，影响精密空调的正常出风，从而影响室内的风循环，影响正常的换热效果，使制冷效果变差。

2) 送风口结露

送风口结露是指当送风口出风温度低于露点温度时，空气中的水蒸气析出在送风口并且冷凝成大量的水珠的现象。首先，当机房内空气湿度较大时，送风口易发生结露现象，适当地提高送风温度可以降低一定的湿度，减少结露。其次，当精密空调的送风量与冷量没有实现匹配时，如冷量过大，而送风量很小时，易发生结露现象。此外，当进风口的材料热导率很高时，会使得送风口的温度降低，低于露点温度，产生结露现象。

除此之外，对于精密空调末端换热设备，还有一些常见故障及故障原因如表 6. 2-5^[4]所示。

精密空调换热设备故障^[4] 表 6. 2-5

精密空调换热设备故障类型	故障原因
振动严重	(1)外部管道振动引起的共振； (2)因制冷机频率引起的共振
传热效果差	(1)换热管结垢； (2)换热管隔板短路
法兰处密封泄漏	(1)垫片变形； (2)螺栓强度不足、松动或者腐蚀； (3)法兰的密封面受到损坏

6. 2. 4 加湿机组故障

数据中心机房内的相对湿度是指机房内空气中水汽压与同一温度下饱和水汽压之比。对于数据中心机房，各标准的相对湿度范围值不同，如表 6. 2-6^[7,8] 所示：

数据中心相对湿度标准^[7,8] 表 6. 2-6

项目	国家标准			美国标准 ASHRAE(TC9. 9)	
	A 级	B 级	C 级	2005	2012
机房相对湿度	露点温度 5. 5~15℃ 相对湿度不大于 60%				最低露点温度为 5℃，最高湿度为 60%

由表中数据可知，我国数据中心对于相对湿度的要求较为严格，机房相对湿度要求露点温度为 5. 5~15℃，相对湿度不大于 60%。因此，为了保证机房的相对湿度在正常范围内，必须保证加湿机组的稳定工作。

当机房内相对湿度过大时，会对机房内的 IT 设备等造成一定的损害；当机房内相对湿度过小时，IT 设备的使用性能和寿命也会受到影响。此时，需调节加湿机组，提高机房内的相对湿度。

现将相对湿度异常原因以及处理方式列在表 6. 2-7 中。

相对湿度异常原因及处理方式 表 6.2-7

机房内相对湿度异常原因	相应的故障处理方式
(1)送风温度过低；	(1)调节送风温度；
(2)通风机风速太大；	(2)进行风量调节；
(3)送风量过小；	(3)进行风量调节；
(4)加湿机组喷嘴堵塞；	(4)疏通喷嘴,去除杂质；
(5)送风量大于回风量；	(5)进行回风风量调节；
(6)精密空调蒸发器外表面结霜	(6)适当提高蒸发温度

当机房送风温度过低时，相对湿度增加，甚至可能出现低于露点温度的情况，导致机房凝水，对服务器运行造成隐患。送风量过高或者过低都会影响机房内的相对湿度，当送风量低于回风量，机房内会产生负压，容易引入室外高湿度的空气，破坏机房内原有空气湿度的稳定。当由于通风净面积减少，管网的阻力增加造成送风量太小时，加湿效果差，不能对机房内的余湿进行完全消除，即无法保证机房湿度的稳定。对于送风速度，如果风速太快，则空气与水的湿交换不充分，对于湿度的调节也是不利的。当加湿机组的喷嘴堵塞很严重时，喷水系数下降，同样的，空气与水的湿交换不充分，使湿度异常。当精密空调蒸发器的外表面温度很低时，会出现结霜现象，这种堵塞称为霜堵，这样降低了空气与水的湿交换效率，造成机房内相对湿度的提高。

6.3 运行与维护

为确保数据中心安全、可靠、持续、经济、低耗与高效地运行，必须做好数据中心的运行和维护管理。其中，数据中心冷却系统的运维效果将直接影响到数据中心的建设规模以及可持续发展能力。运行是对数据中心冷却系统和设备进行的日常巡检、启停控制、参数设置、状态监控和优化调节；维护是为保证冷却系统和设备具备良好的运行工况，达到提高可靠性、排除隐患、延长使用寿命目的所进行的工作^[9]。本节主要对数据中心常用的风冷系统和水冷系统的运行维护进行介绍，首先对基本要求进行介绍，然后从运行和维护两个方面展开。风冷系统主要组成为冷水机组、板式换热器、冷冻水泵、控制阀门、管路、精密空调和加湿除湿设备等部分；水冷系统主要组成为冷水机组、冷却塔、板式换热器、水泵、控制阀门、管路、精密空调和加湿除湿设备等部分。两类系统运行维护具有相似性，因此本章不再单独区分介绍风冷系统和水冷系统主要设备。

6.3.1 运行维护基本要求

冷却系统运行维护的基本要求包括：

- (1) 运行维护团队宜提前参与冷却系统和设备的安装、调试和测试过程；
- (2) 数据中心正式投用前应进行综合系统测试，定期进行核心系统联动测试^[9]；
- (3) 通过有效的计划、组织、协调与控制，确保 IT 设备运行环境稳定可靠；
- (4) 冷却系统应根据气候条件、动态冷（热）负荷及能源供应条件等，按安全可靠、节能环保的原则，制订合理的全年运行方案。通过科学管理，实现系统运行维护服务和经

济性的最优化；

- (5) 运行维护宜按不同设计或建设等级进行；
- (6) 应对设备的常用操作建立标准操作程序，设备启、停、切换等常用操作严格执行标准操作程序和厂家技术手册；
- (7) 冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔、电动水阀需协调控制，其启停顺序、台数控制、变频调节、水阀开度直接关系到系统安全与能效，应采用自动控制系统进行联合控制，并根据系统负荷变化和机组特性制定运行方案；
- (8) 冷却系统有备用或冗余的，轮换使用时宜优先考虑高效率设备，其次按设备运行时间考虑运行情况；
- (9) 运行维护过程中，当通过日常巡检、维护检查、系统监测等各种方式，发现系统和设备隐患、异常、故障、报警等问题时，应按照事件管理程序或既定处理措施处理；
- (10) 系统和设备维护保养、发生故障及维修期间，不能发挥正常作用，应有相应的保障措施和应急预案；
- (11) 在严寒和寒冷地区，冬季运行的冷却水系统需要采取可靠防冻措施，外露的阀门管道需要做好保温防护，加装伴热措施。应提前制定冬季安全生产措施，保证生产安全。

6.3.2 冷却系统的运行管理

6.3.2.1 冷源和水系统

冷源部分主要包括冷水机组、冷却塔、板换，水泵、控制阀门和管道，运行管理的主要要求为^[9]：

- (1) 冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔、电控水阀应采取群控方式，根据系统负荷变化和机组特性制定运行策略；
- (2) 在满足除湿和供冷需求的条件下，冷水机组供水温度宜适当提高；
- (3) 具备冷却塔供冷措施的空调系统在过渡季和冬季运行时，应根据室外气象条件进行自然供冷与冷机供冷模式的切换；
- (4) 采用变频控制的水泵和冷却塔风机，当电机无独立散热措施时，频率不宜低于 30Hz；
- (5) 当室外温度低于冰点时，冷却水系统应采取防冻措施；
- (6) 冷源和水系统的建议运行管理监控内容如表 6.3-1 所示：

运行管理监控内容 表 6.3-1

监控项目	监控内容
冷水机组	机组运行状态、故障报警和启停控制； 冷冻、冷却阀门开关控制； 机组应监控重要运行参数,包括： ①冷冻水供/回水温度； ②冷冻水温度设定值； ③机组当前负载率； ④负荷需求限定值； ⑤冷水机组开关控制；

续表

监控项目	监控内容
冷水机组	⑥冷却水供/回水温度； ⑦蒸发器/冷凝器制冷剂压力； ⑧导叶开度； ⑨油压差； ⑩压缩机运行电流百分比； ⑪蒸发器/冷凝器的饱和温度； ⑫压缩机排气温度； ⑬油温； ⑭压缩机运行小时数； ⑮压缩机启动次数、平均电流、平均线电压
冷冻水泵	冷冻水泵启停； 手/自动状态； 冷冻水泵运行状态(变频运行、旁路运行、停止)； 冷冻水泵故障报警(变频故障、旁路故障)； 冷冻水泵变频器频率反馈值/设定值； 冷冻水泵变频器内部参数监控； 进出口压力； 冷冻水供回水温度
冷却水泵	冷却水泵启停； 手/自动状态； 冷却水泵运行状态(变频运行、旁路运行、停止)； 冷却水泵故障报警(变频故障、旁路故障)； 冷却水泵变频器频率反馈值/设定值； 冷却水泵变频器内部参数监控； 进出口压力； 冷却水供回水温度
冷却塔	冷却塔风机启停； 手/自动状态； 冷却塔风机运行状态(变频运行、旁路运行、停止)； 冷却塔风机故障报警(变频故障、旁路故障)； 风机变频器频率反馈值/设定值； 电动蝶阀控制； 冷却塔供回水温度； 高低液位监测； 补水量
冷却水补水泵	水泵启停； 水泵运行状态； 水泵故障状态； 手/自动状态
冷冻水供回水总管	供回水总管压力、温度； 回水总管流量监测； 压差旁通阀调节控制
蓄冷罐	温度、压力监测
冷却补水箱	高低液位监测、报警

续表

监控项目	监控内容
板式换热器	电动阀门控制； 冷冻侧供回水温度； 冷却侧供回水温度； 水流监测
室外环境	室外干球、湿球温度或相对湿度

(7) 冷源和水系统应进行日常巡检，建议巡检内容如表 6. 3-2 所示：

运行管理巡检内容^[9]表 6. 3-2

巡检项目	巡检内容
冷水机组	控制面板：运行/停止、故障/正常、手动/自动状态、报警信息； 机体：异常声响、气味、振动； 外部各接口及连接件：泄漏情况
冷却塔	风机异响、集水盘水位、飘水、漏水和冬季结冰情况
冷却水泵/冷冻水泵	电机轴承和泵体：异常声响、气味、振动； 轴封和管接头：漏水情况； 压力表：压力数值，指针抖动
板式换热器	翅片污物积累情况
定压设施	压力数值
水箱	水位、缺水和溢水情况
管道	保温完整、结露和漏水情况
阀门	阀位、漏水情况

6. 3. 2. 2 精密空调、湿度控制和环境

精密空调、湿度控制 and 环境的运行管理主要要求为：

- (1) 室内气流组织应确保合理，防止局部过热；
- (2) 运行策略应根据气象条件和运行环境变化适时调整，降低局部结露风险；
- (3) 设置了自然冷却措施的机房空调和风系统在过渡季和冬季运行时，应根据室外气象条件进行自然供冷与压缩机供冷的切换；
- (4) 建议运行管理监控内容如表 6. 3-3 所示：

运行管理监控内容表 6. 3-3

监控项目	监控内容
精密空调	空调机组启停控制及运行状态显示；延时启动的参数设置；过载报警监测；送回风温度监测；室内外温度、湿度监测；过滤器状态显示及报警；风机故障报警
加湿/除湿机	开关机状态、湿度设置和工作状态
机房环境	应监测 IT 机房、UPS 配电室、蓄电池室的环境温度和湿度值； 主机房的环境温度、露点温度或相对湿度应以冷通道或送风区域的测量参数为准

续表

监控项目	监控内容
空气质量	监测对象一般包括氢气、硫化物、粉尘等,按照所属区域不同,所监测的内容也有所不同: ①主机房内,一般监测空气所含硫化物、粉尘含量等; ②蓄电池间,主要监测空气所含氢气浓度
静压/压差	主机房与主机房外的压差; 主机房地板下的静压

(5) 精密空调和湿度控制设备应进行日常巡检,建议运行管理巡检内容如表 6.3-4 所示:

运行管理巡检内容 表 6.3-4

巡检项目	巡检内容
控制面板	运行/停止、故障/正常、手动/自动状态、报警信息
运行状态	异常声响、气味、振动
外观	保温完整,结露和漏水情况

6.3.3 冷却系统的维护管理

6.3.3.1 冷水机组

冷水机组作为制冷的核心部件,主要由电气系统、机械系统、供油系统、控制系统组成。对于冷水机组的日常维护,应根据厂家提供的维护说明书进行。除了数据中心自行组织的常规维护,在设备质保期内一般都有厂家的专门人员对机组进行定期专项维护,质保期后可根据实际情况购买维保服务^[10]。

冷水机组的主要维护内容:

- (1) 电气系统:检查电源接线是否牢固;电动机的温度;定期进行机组绝缘电阻检查。
- (2) 供油系统:供油系统是机组的重要组成部分,起到润滑压缩机部件的重要作用,运行期间定期更换油过滤器和冷冻机油。
- (3) 水路系统:定期清洗水路系统中的所有过滤器。由于冷却水水质较差,长时间运转后,冷凝器会有一定的结垢现象,造成换热效率的下降,进而引起冷凝压力和排气压力的升高,严重时可能造成系统保护停机,所以应定期检查冷凝器管的污垢情况,有必要的的话进行清洗。
- (4) 机械系统:定期润滑导叶执行器处的连接轴承、球形接头和枢轴点。
- (5) 控制系统:定期校验各种压力、温度传感器的准确性;检查水流开关的动作是否灵敏可靠。

6.3.3.2 冷却塔

冷却塔的主要维护内容^[10]:

- (1) 主体结构:定期检查主体结构有无破损、腐蚀现象,必要时进行防腐喷涂;检查各连接部位是否紧固;检查机械装置、补水阀是否正常。
- (2) 填料:检查填料的结垢、破损和老化情况,定期清洗,必要时进行更换。

- (3) 风机及皮带：定期检查风机的叶片角度和顶端间隙，检查并拧紧叶片和轮毂的各紧固件；检查轴承、皮带轮和皮带对齐，检查皮带松紧度及运行状况。
- (4) 电机：检查装配螺栓是否牢固；定期进行绝缘测试和电机润滑。
- (5) 电伴热：冬季前进行回路开关、加热功能检查及处理。

6.3.3.3 水泵

水泵的主要维护内容：

- (1) 泵体：表面清洁；壳体及基座腐蚀、密封泄漏、泵体固定、联轴器与轴的磨损情况 & 处理。
- (2) 轴承：加注润滑油。
- (3) 电机：外壳清洁和补漆；绝缘检测和处理；端子紧固。

6.3.3.4 板式换热器

定期对板式换热器进行拆洗，去除运行中沉淀下来的污垢。

6.3.3.5 精密空调

精密空调的构成包括：控制系统、压缩机、加湿器、冷凝器、加热器风机、空气过滤器等，精密空调的维护管理主要是针对以上部件。维护内容如表 6.3-5 所示：

精密空调维护内容 表 6.3-5

维护项目	维护内容
控制系统	检查报警器声、光告警、接触器、熔断器是否正常； 检查所有电器触点和电气元件； 检查空调系统的各项功能及参数是否正常； 检查温度、湿度传感器的工作状态是否正常； 测量电机负载电流、压缩机电流、风机电流是否正常； 检查水浸情况、水浸告警系统是否正常
压缩机部分	检测压缩机表面温度有无过冷、过热现象； 测试高低压保护装置； 压缩机运行声音是否正常； 测试压缩机运行电流及吸、排气压力
室外冷凝器	检查风机的转动、轴承、底座、电机等； 清洁或更换过滤器； 检查和清洁翅片； 检查冷凝器固定是否有松动； 检查冷媒管线有无破损及保温情况； 检查冷凝器工作时的的工作电流是否正常； 清洁设备表面； 测试风机工作电流，检查风扇调速状况、风扇支座； 检查电机轴承； 检查、清洁风扇； 检查、清洁冷凝器翅片
加湿器部分	检查加湿器远红外管是否正常； 保持加湿水盘的清洁，清除水垢； 检查上水和排水电磁阀的工作情况是否正常； 检查给水、排水路是否畅通； 检查加湿器负荷电流和加湿器控制运行情况

续表

维护项目	维护内容
冷却系统	测量出风口风速及温差； 测试回风温度、相对湿度并校正温度、湿度传感器； 检查制冷剂管道固定情况； 检查并修补制冷剂管道保温层； 检查冷却风机是否正常； 通过视镜检查并确定制冷剂情况是否正常
加热部分	检查电加热器的可靠性
空气循环系统	检查空调过滤器是否干净,及时更换或清洗； 检查风机的运行状况是否正常； 检查是否有气流短路情况

本 节 参 考 文 献

[1] 何智光. 热管复合冷却系统的协同优化分析及应用 [D]. 北京: 清华大学, 2019.

[2] 宋蒙, 王倓, 谢静, 等. 假负载测试在数据中心关键设施建设中的应用 [J]. 信息通信技术, 2015, 9 (03): 17-22+27.

[3] 张广明, 陈冰. 数据中心基础设施设计与建设 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2012.

[4] 王勇. 换热器维修手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.

[5] 辛长平. 制冷设备运行管理与维修 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2004.

[6] 李晨生, 张庆. 冷却塔运行维护与检修 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2014.

[7] ASHRAE. 2008 ASHRAE Environmental Guidelines for Datacom Equipment [M]. Atlanta: ASHRAE, 2008.

[8] 中华人民共和国工业和信息化部. GB 50174-2017 数据中心设计规范 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2017.

[9] 中华人民共和国工业和信息化部. GB/T 51314-2018 数据中心基础设施运行维护标准 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2018.

[10] 吕科. 京东数据中心构建实战 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2018.

第 7 章 高效冷却数据中心典型案例

7.1 东江湖数据中心

7.1.1 数据中心简介

东江湖数据中心位于郴州资兴市城区东江湾河岸，如图 7-1 所示。该数据中心占地 30 亩（改），总容量为 10000 个机架，分三期建设，其总体规划见图 7-2；目前第一期机楼已建成，并于 2017 年 6 月投产运营，建筑面积 1.63 万 m^2 ，共 3000 个机架规模，而且现有 400 个机架已投入运行。



图 7.1-1 东江湖数据中心位置

东江湖的发电站大坝高 170 多米，湖水从大坝底部按每秒 40m^3 的流速泄出，出水口温度为 4°C 左右。湖水流到下游 10km 处（资兴市城区）水温自然升至 12°C 左右，并且常年维持。因此，该数据中心基于东江湖常年低于 12°C 、水质清澈、流量稳定、水位稳定等特点研发地表水冷却技术，全年 99% 的时间采用自然水冷方式供冷，使 PUE 低于 1.2，改变了传统数据中心电力制冷的格局，比传统数据中心节能 30%~40%。

7.1.2 冷却系统概述

（1）系统形式介绍

东江湖大数据中心设有两套制冷系统，湖水直供系统为主用，集中式冷冻水系统为备用。其中制冷系统组成如图 7.1-3 所示：

湖水直供系统：深层湖水经板式换热器制取冷冻水为机房降温，换热后的湖水经密闭

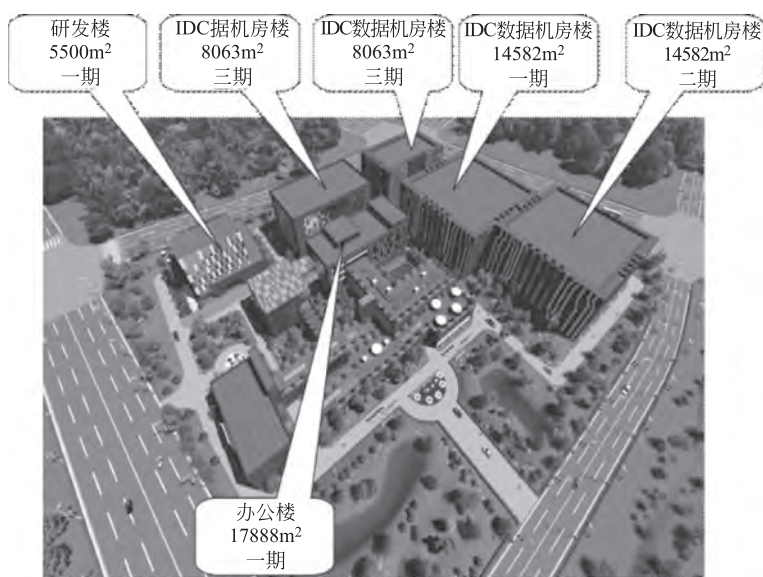


图 7.1-2 东江湖大数据中心总体规划

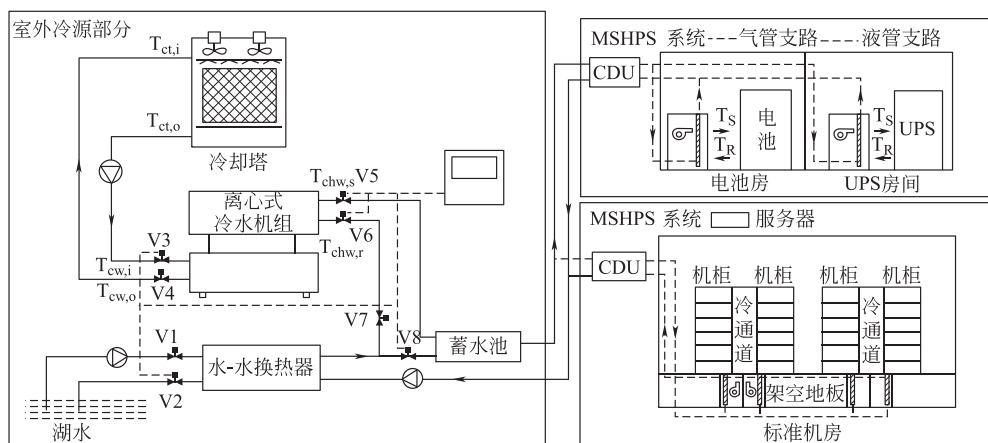


图 7.1-3 制冷系统图

管道排放至东江湖下游，整个过程不对湖水水质造成影响，并已通过环境影响评估，不影响周边环境和生态。

集中式冷冻水系统：系统配置 4 台 1200RT 的 10kV 高压离心式水冷机组及配套设施作为备用。当湖水制冷量不足或湖水不能使用时，由群控系统（BA）控制，逐步开启制冷机组持续对数据中心进行制冷。

(2) 制冷系统运行模式与场景

根据不同的条件，该数据中心的制冷系统存在三种运行模式，详细情况如下：

模式 A: 当湖水温度 $<13^{\circ}\text{C}$ 时, 系统由湖水单独制冷, 冷水经板式换热器降温后直接送至供水主管, 通过控制湖水水泵频率, 实现控制板式换热器二次侧出口温度恒定在 15°C 。

模式 B: 当湖水温度为 $13\sim 18^{\circ}\text{C}$ 时, 开启混合制冷模式, 冷水经板式换热器一次降温

后再进入冷冻机组二次降温，同时监控离心式机组的出水温度恒定在 15℃。

模式 C：当湖水温度>18℃或湖水不能使用时，自动关闭板式换热器管道上的电动阀，进入冷冻机组单独供冷模式，监控离心式机组的出水温度恒定在 15℃。

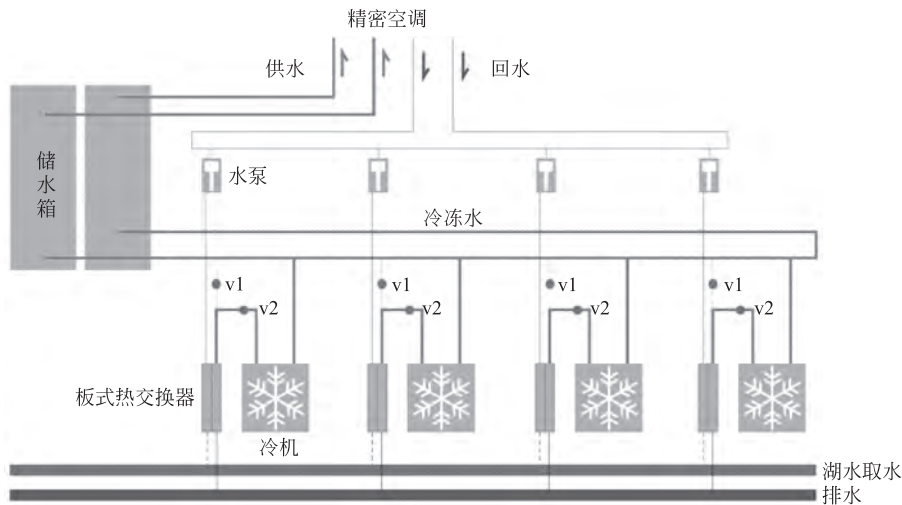


图 7.1-4 制冷系统场景

7.1.3 测试数据

该数据中心在 2018 年度对其能耗进行了监测，其中表 7-1 反映了 2018 年度数据中心主要用能设备情况，而表 7-2 则反映了该数据中心的能耗数据。

2018 年度数据中心主要用能设备情况表 表 7.1-1

类别	设备名称	规格型号	上架通电设备数量	标准功率	备注
			(台套)		
IT 设备	IT 设备	(机柜功率分为 10A、20A、30A)	截至 2018 年年底为 400 架通电	4.4kW 左右	1. IT 设备(机柜)并非满负荷运行。 2. 机柜逐月上架增加
制冷设备	冷冻泵	KP80172	2	160kW	一开一备，变频器控制，非满负荷运行，根据冷量需求调节功率大小
	湖水泵	KP80172	2	160 kW	1. 一开一备，变频器控制，一开一备，变频器控制，非满负荷运行，根据冷量需求调节功率大小 2. 直接使用东江湖自然低温湖水（常年 12℃左右），通过板式板热器实现冷热交换
	热管空调	MRG-40-LG	24	1.75 kW	实际运行台数根据机房温度调节，大概 15 台左右，可变速调节
	精密空调	SCLSU-1500	26	5.1 kW	实际运行台数根据机房温度调节，大概 17 台左右，可变速调节

2018 年度数据中心电能使用效率计算表 表 7.1-2

序号	月份	总电能消耗 (万 kWh)	变压器损耗 (万 kWh)	UPS 损耗 (万 kWh)	照明及其他 基础设施用电 (万 kWh)	数据中心信 息设备电能 消耗(万 kWh)	制冷设备 电能消耗 (万 kWh)	冷却系统 运行能效 COP	PUE
1	2018 年 1 月	45.4332	1.1531	3.65	0.5612	33.0253	7.0436	4.69	1.38
2	2018 年 1 月	42.1146	1.1619	3.68	0.5219	30.7784	5.9724	5.15	1.37
3	2018 年 2 月	48.1605	1.1712	3.8938	0.5421	35.4217	7.1317	4.97	1.36
4	2018 年 3 月	48.946	1.1886	4.829	0.4936	35.6725	6.7623	5.28	1.37
5	2018 年 4 月	52.9375	1.2715	4.953	0.5182	38.7128	7.482	5.17	1.37
6	2018 年 5 月	52.3071	1.2728	4.9529	0.5718	38.2504	7.2592	5.27	1.37
7	2018 年 6 月	56.281	1.4217	4.8446	0.5690	40.8546	8.5911	4.76	1.38
8	2018 年 7 月	59.9682	1.1727	5.608	0.6122	44.3263	8.249	5.37	1.35
9	2018 年 8 月	59.7736	1.3145	5.1324	0.5856	44.2776	8.4635	5.23	1.35
10	2018 年 9 月	61.3586	1.2963	5.2408	0.5746	45.6656	8.5813	5.32	1.34
11	2018 年 10 月	62.3046	1.3286	5.1876	0.5666	46.8472	8.3746	5.59	1.33
12	2018 年 11 月	66.4461	1.4096	5.3345	0.5321	49.7267	9.4432	5.27	1.34
……	全年	656.031	15.1625	57.3066	6.6489	483.5591	93.3539	5.18	1.36

1) 数据中心冷却系统全年能效

数据中心冷却系统全年能效等于 IT 设备全年总耗电量除以冷却系统的全年总耗电量。而根据表 7-2 可知，2018 年该数据中心信息设备的全年总耗电量为 483.5591 万 kWh；制冷设备的全年总耗电量为 93.3539 万 kWh。所以，该数据中心冷却系统全年能效为信息设备全年总耗电量/制冷设备全年总耗电量，即 $483.5591 \text{ 万 kWh} / 93.3539 \text{ 万 kWh} = 5.18$ 。

2) 数据中心的全年 PUE 值

由表 7-2 可知，2018 年该数据中心全年总耗电量为 656.031 万 kWh，而数据中心的全年 PUE 等于全年总耗电量与数据中心信息设备的全年总耗电量之比。因此，该数据中心的全年 PUE 为 $656.031 \text{ 万 kWh} / 483.5591 \text{ 万 kWh} = 1.36$ 。

7.1.4 小结

该数据中心位于湖南郴州资兴市，现有 400 个机架已投入运行。该数据中心采用湖水直供系统和集中式冷冻水系统两套制冷系统，其中湖水直供系统为主用系统。

该数据中心充分利用地理优势。一方面利用旁边的东江湖水底部的低温水作为冷源替代电制冷机，并且为了扩大免费冷源使用范围，控制冷冻水供水温度在 15℃；另一方面合理利用湖面与河道的落差形成虹吸效应降低湖水输配能耗。相比其他常规数据中心，全面减少了制冷机能耗和冷却塔能耗，大幅度降低了冷却泵能耗，提升了冷却系统的整体能效。

根据对测试数据的计算，该数据中心冷却系统全年能效 COP 为 5.18，全年 PUE 为 1.36。

7.2 中国移动（呼和浩特）数据中心

7.2.1 数据中心简介

中国移动（呼和浩特）数据中心位于内蒙古呼和浩特市和林格尔新区。该数据中心占地 1402 亩，园区总建筑规模 62.1 万 m^2 ，设计建设 18 栋仓储式机房，可提供 5.25 万个机架，分三期建设，其总体规划及分期建设如图 7.2-1 所示。



图 7.2-1 数据中心总规和分期建设图

一期工程建筑规模 12.73 万 m^2 ，投资总额约 13 亿元人民币，主要包括：三栋数据机房（B01、B02、B03），每栋机房 24200 m^2 ，每栋设计安装机架 3200 个，共计 9600 个，其中 9300 个 5kW 机架，300 个 7kW 机架，现已于 2015 年底投入生产，并一直保持安全稳定运行。

二期工程建筑面积 12.6 万 m^2 ，总投资约 18 亿元，建设 5 栋数据中心，提供 2 万个机架，其中 19000 个 5kW 机架，1000 个 7kW 机架，并且计划于 2020 年交付运营。

7.2.2 冷却系统概述

（1）系统形式介绍

目前，该数据中心已经建成 3 栋机房，均采用集中式水冷系统，由高压冷水机组、冷却塔、板式换热器及新型空调末端组成，寒冷季节充分采用自然冷源，机房全年设计满载 PUE 值为 1.35。图 7.2-2 是数据中心冷源系统示意图。

该数据中心的冷源系统装配了大量配套设施，包括管路、阀门、冷却塔、风机、冷水机组、板式换热器、分集水器、蓄冷罐、冷却水泵、冷冻水泵、蓄冷泵、水源热泵、电伴热、补水泵、排污泵、集水坑及相关各类传感器及执行机构等，组成了 3 套冷机系统。

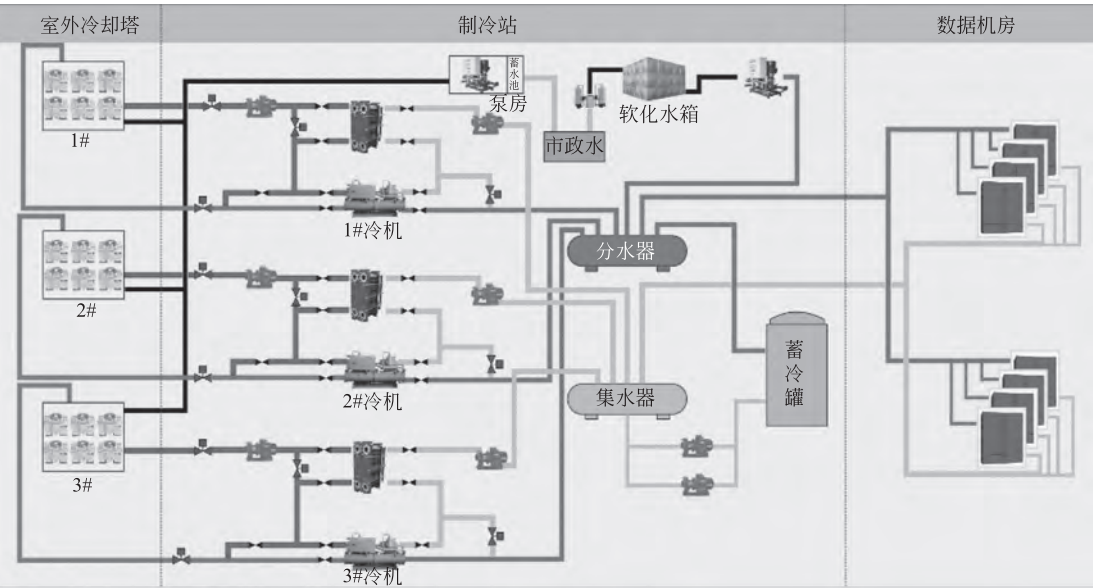


图 7.2-2 中国移动（呼和浩特）数据中心冷源系统全景图

该数据中心的机房楼配置独立制冷站，每个制冷站配置 3 台 2000RT 离心式冷水机组，2 用 1 备，每台水冷离心机组配套一台板式换热器，其中冷水离心机组和板式换热器设置在制冷机房，开式冷却塔设置在屋顶。在过渡季节或冬季，由开式冷却塔及板式换热器利用较低的室外气温提供冷源，减少冷水离心机组的开启时间。

此外，数据中心还设置了冷源 BA 控制系统，以上设施的有效运行和故障监控全部依赖冷源 BA 控制系统。冷源 BA 控制系统结构示意图可见图 7.2-3。

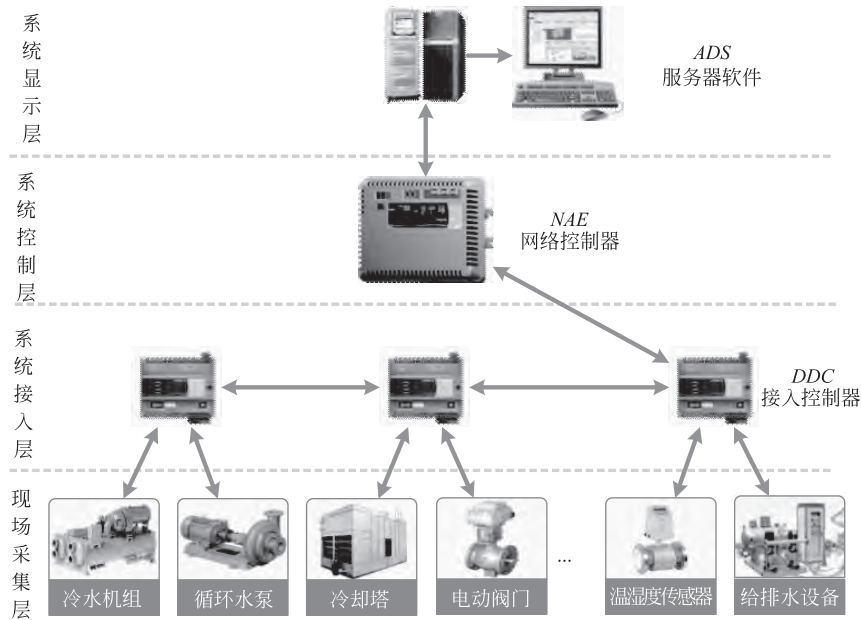


图 7.2-3 数据中心冷源 BA 控制系统结构示意图

本控制系统采用四层网络通信结构：第一层为现场采集层，由冷源系统的各硬件部分组成，提供监测控制点，包括送排风系统、污水坑系统、集成冷水机组、集成蓄冷罐、集成水源热泵机组等；第二层为系统接入层，采用 DDC（Direct Data Controller）控制器及 I/O 模块或网关连接底层设备；第三层为系统控制层，控制设备 NAE（Enhanced Network Communication Equipment）互联，采用 BACNET 通信协议，用于连接控制设备（DDC 及 I/O 模块或网关），并进行逻辑运算和下发决策控制命令；第四层为系统显示层，使用 TCP/IP 协议，用于连接系统服务器、工作站及第三方系统。

（2）末端装置

该数据中心采用热管背板、水冷前门、水冷列间 3 种新型空调末端制冷技术，3 种技术各有优势，能够满足不同的客户需求。

1) 热管背板空调

热管背板空调是由表冷器、DCU（中间换热单元）以及辅助结构件构成，如图 7.2-4 所示为采用热管背板空调的机房实物图。其工作原理是热管背板末端中的液态制冷剂吸收了热空气的热量后，沸腾并气化成为蒸汽状态，蒸汽状态的制冷剂在自身压差的作用下，被输送至机房外的 DCU 中，并在 DCU 中重新被冷却成液态制冷剂，然后回流至热管背板末端中。



图 7.2-4 数据中心热管背板空调机房

采用热管背板空调可使数据中心具有以下制冷优势：采用热管背板代替后门，可直接面向机柜冷却，高效消除局部热点；热管背板替代后门，不占用单独的空间，节省空间；有效降低冷空气传输距离，提升冷空气利用效率，同时配合 free cooling 冷源达到节能目的；依靠制冷剂气化和液化产生的压差驱动制冷剂循环，无动力驱动，更可靠。

2) 水冷前门空调

水冷前门空调是将制冷系统末端安装在网络机柜前门，向机柜内送风并对设备制冷，从机柜后部出风，其中图 7.2-5 为采用水冷前门空调的机房实物。

水冷前门空调可针对 IT 设备进行精准送风，气流均匀，制冷效率高，不产生局部热点；同时可提升冷空气利用效率，将制冷区域压缩到机柜内部，明显降低空调环境负荷，节约空调能耗，且相邻机柜内部相通，形成冷量共享的冷池称之为微型冷通道结构，冷源贴近热源，没有冷量散失；另外水冷前门替代前门，不占用单独的空间，可使装机率提高 20% 左右。



图 7.2-5 数据中心水冷前门空调机房

3) 水冷列间空调

水冷列间空调是空调前部出风，水平吹向两侧机柜，经过机柜前门并对设备制冷后，经机柜后门再回风到空调后部，其中图 7.2-6 就是采用水冷列间空调的机房实物。



图 7.2-6 数据中心水冷列间空调机房

水冷列间空调紧靠机柜，气体输送距离短，风机功率小，封闭冷通道部署方式，优化气流组织，减少混风损失。此外，由于机柜分布空调之间利于布放大功率 IT 设备，同时可进行非标机柜改造，扩容便易，可以满足客户定制化需求。

热管背板空调的输配系数为 76.92，水冷前门空调的输配系数为 31.25，水冷列间空调的输配系数为 26.32。此外，IDC 机房空间利用率可提升 13%~25%，通过对服务器的温度、功耗、风量等数据进行采集和分析处理，对风机转速进行智能控制，实现冷量按 IT 设备所需进行供给，解决空调末端控制不准确的技术难题。

(3) 节能运行控制策略

1) 余热回收技术

呼和浩特地区年平均气温仅为 5.4℃，冬季采暖期较长（每年 10 月至次年 4 月）。该数据中心采用高温水源热泵机组，如图 7.2-7 所示，收集机房模块 IT 设备产生的热量，经由热泵机组做功后，水温达到 50~60℃，将热量传递至热水及采暖系统，保证了机房的供暖需求，实现整个生活园区余热回收利用；此时，冷冻水降温后重新回到机房为 IT 设备制冷。高温水源热泵的应用将使数据中心 IT 设备的余热资源得到最大限度的利用，创造出极大的经济价值，开创出一条节能降耗的新途径。



图 7.2-7 数据中心高温水源热泵

余热回收技术利用高温水源热泵替代传统加热锅炉，取得极好的环保效应和经济效应，防止了燃煤锅炉的废气、废渣对环境的污染，实现 10 万 m² “零供热、零采暖费用”。按照目前园区建设投产情况，每年可节省供热费用约 103.4 万元。

2) 机房间制冷系统连通运行

B01 与 B02 两个制冷站采用互相连通的设计，可共享冷源，不但系统冗余能力增强，在实际应用中更可以有效减少两个制冷站制冷系统设备（冷机、板换及水泵）开启的数量。

B01、B02 机房楼在负载较小的情况下，以两个制冷站母联运行，如图 7.2-8 所示，仅开启一套制冷系统即可满足制冷需求为例，与两个制冷站各开启一套制冷系统进行对比，预计节能 20% 左右。母联运行不仅节能降耗，还可增强制冷系统的冗余能力。



图 7.2-8 数据中心制冷站母联运行

3) 数据中心制冷系统“3I”智能化控制系统

中国移动（呼和浩特）数据中心制冷系统拥有大小水泵 78 台、阀门 3000 余个，水路管网上万米，制冷系统的可靠运行对于数据中心至关重要。在制冷系统倒换或制冷模式切换时，涉及大量制冷设备启停、阀门切换、设备轮巡等操作，依靠人工则会出现工作量大、操作失误增多的问题，迫切需要一套智能化控制系统对制冷系统运行方式进行管理。



图 7.2-9 数据中心制冷控制 BA 系统效果图

根据系统设计、数据积累、冷源设备特性综合分析，开发实现智能切换（I-Switch）、智能调节（I-Adjust）、智能选择（I-Choice）的“3I”智能化控制逻辑，其中图 7.2-9 是数据中心制冷系统的智能化控制系统效果图。控制主逻辑包括 7 项：模式切换、冷机加减机条件、启动/停止的联锁保护控制、故障模式下控制、蓄冷罐控制、循环水泵循环控制、冷却塔控制，精确控制设备加减载、故障自动切换，自动选择最佳制冷模式，最大程度使用自然冷源，有效降低水冷系统安全运行风险和运行能耗。

(4) 冷却水智能处理系统

中国移动（呼和浩特）数据中心带载庞大的冷却水系统，包含 29 类设备，3000 多个阀门，上万里管路，如图 7.2-10 所示，随着运行负载的增加，冷却水系统逐渐凸显出结垢、腐蚀、微生物黏泥三大问题，严重影响设备的换热效率。



图 7.2-10 数据中心制冷站系统效果图

为提升制冷效率，数据中心对冷却水处理设备进行智能化改造，如图 7.2-11 所示，主要技术包含：自动化应力控制策略、设备智能化改造、研发药剂投加方案、数据远程分析，实现药剂示踪检测与主控参数的自动上传；通过药剂示踪实时监测反馈来控制投加量，实现按需闭环控制，在流程控制上实现了排污与加药控制联动互锁功能。

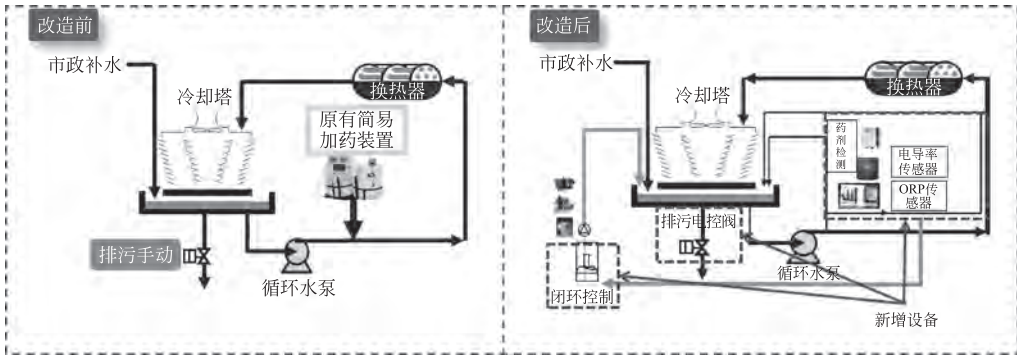


图 7.2-11 数据中心冷却水智能处理系统示意图

将冷却水系统加压装置智能化改造后，水质控制各项指标均达到国标对冷却循环水的控制要求，管路结垢情况控制良好，板式换热器运行更加稳定，特别是电导率指标控制在 $1720\mu\text{S}/\text{cm}$ ，浓缩倍数稳定控制在 3.0 以下，耗水量下降 17.8%，数据中心冷却水系统小温差稳定控制在 1.4°C ，有节能效果。

7.2.3 测试数据

(1) 能源计量器具配备情况

该数据中心参考《数据中心资源利用第 3 部分：电能能效要求和测量方法》GB/T

32910.3-2016 标准、《用能单位能源计量器具配备和管理通则》GB 17167-2006 标准，配备进出用能单位电力能源计量器具、管理制度齐全。

搭建“全面监测、集中管理、系统调控”的数据中心基础设施管理平台，通过动力环境、能源管理、建筑设备、安全技术防范等功能模块，实时监测机电系统的工作状态，归集、分析各系统运行数据，并根据控制逻辑及策略对主要耗能设备进行节能控制，保证系统在高效率、低能耗状态下稳定运行。数据中心能耗监测点示意图见图 7.2-12。

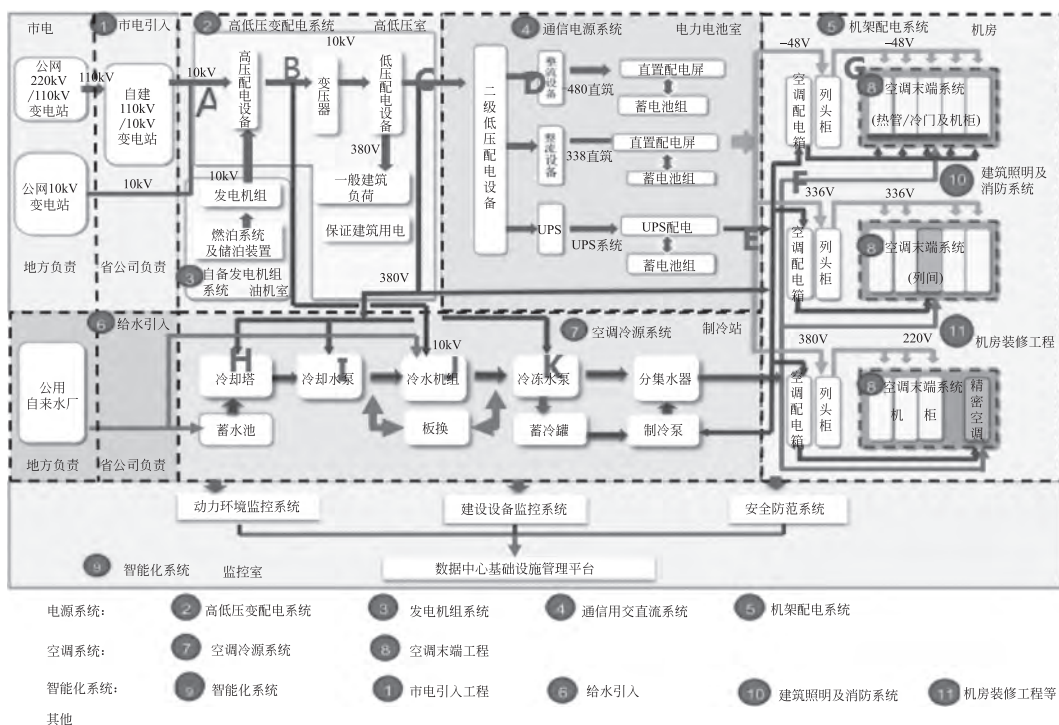


图 7.2-12 数据中心能耗监测点示意图

数据中心能耗监测点参照《数据中心 资源利用 第 3 部分：电能能效要求和测量方法》GB/T 32910.3-2016 要求设置，对数据中心及其子系统耗电进行测量，包括测量范围、测量点的选择、测量参数的处理和测量设备要求等。图 7.2-12 中，测量点分为 A~K 类。

因为大多数数据中心负载电功率特性为非恒定功率，所以用电量数据的标准取得方法是使用电能计量仪表统计的方式，而不是使用功率表以抽样法测量的方式获得。数据中心制冷能耗是数据中心除信息设备能耗外最大的能耗，也是影响 PUE 和制冷系统能效的最重要因素，由于数据中心制冷能耗存在季节性波动，所以 PUE 和制冷系统能效统计以一年为一个标准周期。

数据中心电能能效统计范围包括 GB/T 2887-2011 中规定的主要工作房间和第一类辅助房间，不包括第二类辅助房间和第三类辅助房间。

在以下位置安装设置电能计量仪表或选为测量点（见图 7.2-12）：

- 1) 数据中心总电能消耗的测量位置为高压进线侧（图 7.2-12 中 A 点）。
- 2) 数据中心信息设备电能消耗的测量位置应为 IT 负载供电回路（图 7.2-12 中 G 点）。

3) 制冷系统能耗测量点包括冷却塔、冷却水泵、冷水机组、冷冻水泵等（图 7.2-12 中 H、I、J、K 点）。

4) 制冷系统空调末端能耗测试点包括各类空调末端（图 7.2-12 中 F 点）。

5) 当进行标准能效测量（1 年）且数据中心设有柴油发电机时，所有柴油发电机馈电回路的电能。

具体测量的条件要求如下：

- 1) 测量时机房内温湿度、照度符合 GB/T 2887-2011 中相关要求。
- 2) 充分利用设计已有的配电设施和低压配电监测系统。
- 3) 仪表采样周期宜为 30 min。
- 4) 建设能效管理系统，实现对能耗数据的统计、分析和能效指标的自动计算。

(2) 能效测试情况

本次数据中心冷却系统能效分析，选取 2018 年 7 月 1 日~2019 年 6 月 31 日为统计周期，统计周期为完整 1 年，选取 B01 机房和 B02 机房为分析对象。其测试数据可见表 7.2-1。

B01、B02 机房的电量统计测试数据 表 7.2-1

月份	机房	设计 IT 负荷(kW)	负荷率	月度总电量 (kWh)	月度 IT 电量(kWh)	月度制冷系统电量 (kWh)	PUE	制冷系统能效 COP
2018 年 7 月	B01	15857	16.15%	5463194	3689929	1190283	1.48	3.10
	B02	14852						
2018 年 8 月	B01	15857	26.77%	8937952	6117128	1809493	1.46	3.38
	B02	14852						
2018 年 9 月	B01	15857	29.32%	9045015	6483547	2005081	1.40	3.23
	B02	14852						
2018 年 10 月	B01	15857	17.29%	5466862	3949359	876152	1.38	4.51
	B02	14852						
2018 年 11 月	B01	15857	27.85%	8090533	6158548	982375	1.31	6.27
	B02	14852						
2018 年 12 月	B01	15857	32.03%	9282465	7317632	977986	1.27	7.48
	B02	14852						
2019 年 1 月	B01	15857	35.05%	10215875	8008092	1032329	1.28	7.76
	B02	14852						
2019 年 2 月	B01	15857	39.99%	10558746	8253430	1084716	1.28	7.61
	B02	14852						
2019 年 3 月	B01	15857	32.58%	9797431	7443088	1200912	1.32	6.20
	B02	14852						
2019 年 4 月	B01	15857	38.64%	11736463	8544497	2025210	1.37	4.22
	B02	14852						

续表

月份	机房	设计 IT 负荷(kW)	负荷率	月度总电量(kWh)	月度 IT 电量(kWh)	月度制冷系统电量(kWh)	PUE	制冷系统能效 COP
2019 年 5 月	B01	15857	37.64%	12216672	8600584	2516751	1.42	3.42
	B02	14852						
2019 年 6 月	B01	15857	39.12%	12282661	8650393	2646569	1.42	3.27
	B02	14852						
全年			30.93%	113093869	83216227	18347857	1.36	4.54

由表 7.2-1 可知, 全年总用电量为 113093869kWh, IT 设备总用电量为 83216227kWh, 制冷系统总用电量为 18347857kWh, IT 负荷率为 30.93%。

1) 数据中心冷却系统全年能效

数据中心冷却系统全年能效等于 IT 设备总用电量/制冷系统总用电量, 即 $83216227\text{kWh}/18347857\text{kWh}=4.54$ 。

2) 数据中心的全年 PUE 值

数据中心的全年 PUE 值等于数据中心全年总用电量/IT 设备总用电量, 即 $113093869\text{kWh}/83216227\text{kWh}=1.36$ (设计满载 PUE 值为 1.35)。

7.2.4 小结

该数据中心位于内蒙古呼和浩特市和林格尔新区。该数据中心采用了集中式水冷系统, 由高压冷水机组、冷却塔、板式换热器及新型空调末端组成。

在硬件系统上, 该数据中心一方面依托板式换热器、冷却水泵、冷却塔的组合作, 合理利用内蒙古寒冷、干燥的气候特点, 大幅度利用室外免费冷量; 另一方面利用热管背板、水冷前门、水冷列间这三种新型空调末端制冷技术, 提升机房内的冷量输配系数。在运行管理上, 该数据中心不仅利用智能化控制系统不断优化运行策略, 且采用多机楼共用冷站的运行模式提升冷站系统负载率从而提高能效。另外, 还采用了余热回收技术综合利用数据中心的热量。

通过测试计算, 该数据中心的冷却系统全年能效 COP 为 4.54, 全年 PUE 为 1.36。

7.3 中国联通深汕云数据中心

7.3.1 数据中心简介

中国联通深汕云数据中心 (又称腾讯鹅埠数据中心 1 号楼) 位于广东省汕尾市海丰县深汕合作区。该数据中心总建筑面积约 1.2 万 m^2 , 共 2 层, 单层约 6000 m^2 ; 数据中心共有 936 个机架, 单机架设计功率为 6.5kW, 单机架年平均功率为 3.91kW。2017 年 7 月正式投入运营。

其中, 第一层主要有模块机房 101 和 102、冷冻站、高低压配电房、油机房及油机配电房、监控中心、拆箱区以及其他配套用房; 第二层有模块机房 201、202、203、204、



图 7.3-1 中国联通深汕云数据中心外景

205, 传输机房, 办公区, 仓库; 冷却塔、水箱、空调室外机和假负载均设置在屋顶。

该数据中心采用了腾讯先进的微模块架构。供配电侧: 1 路由市电交流直供, 1 路通过高压直流供电; 制冷侧: 全部由冷冻水型列间空调供冷, N+1 模式, 封闭冷通道。

7.3.2 冷却系统概述

(1) 系统形式介绍

该数据中心采用水冷型集中式空调系统, 冷冻站设置在一层。冷冻站内设置冷水主机、循环水泵及相关附属设施(水处理器、自动补水排气定压机组、软化水系统等), 如图 7.3-2 所示。为提高部分负荷性能指标, 冷水主机采用变频机组, 且冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机也均采用变频设备。

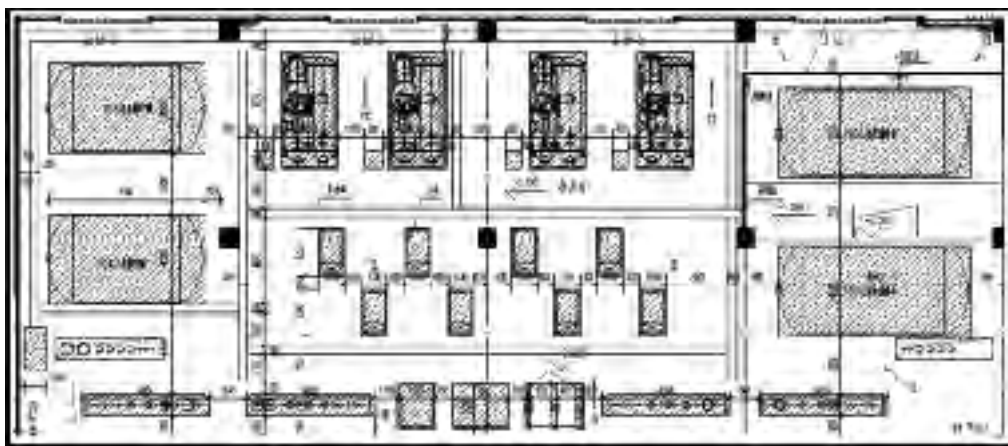


图 7.3-2 冷冻站平面图

冷冻水干管采用 2N 结构,从冷水机组引两路干管到每个楼层;保证任意一套干管故障,不影响机房空调系统的运行,见图 7.3-3。在每层楼的空调机房,采用双管路方式,每个模块机房的供回水管分别连接到两套供回水管网上,保证管网任意一点故障时,不影响模块内空调的正常运行。

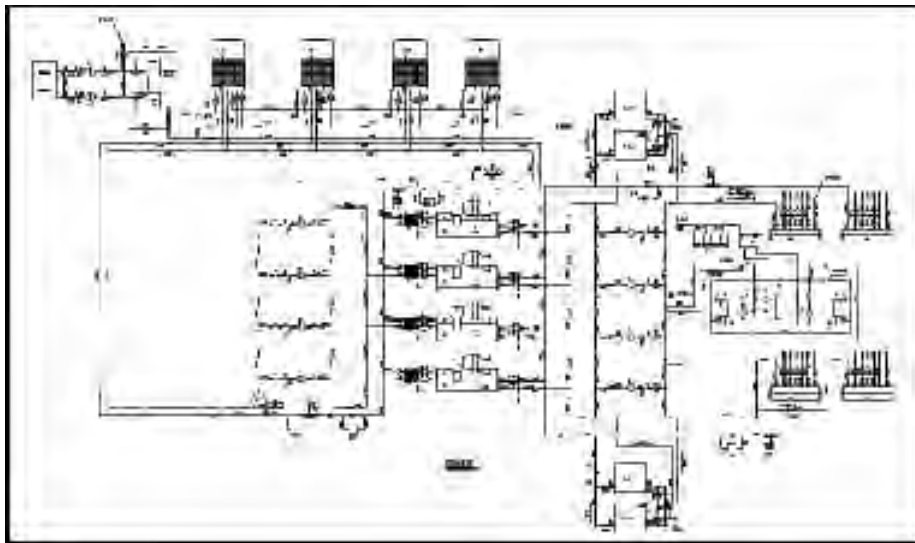


图 7.3-3 数据中心机房空调系统原理图

系统设置一套应急蓄冷系统，采用并联充放冷模式，市电中断后，在油机启动及冷水机组恢复运行的这段时间内，空调系统实现不间断供冷（冷冻水泵、空调末端风机均由UPS保证电源）。

模块机房供冷主要采用冷冻水行间空调,近端送风、按需送风。管路布置在微模块下方,微模块底座高度为250mm,见图7.3-4~图7.3-6。

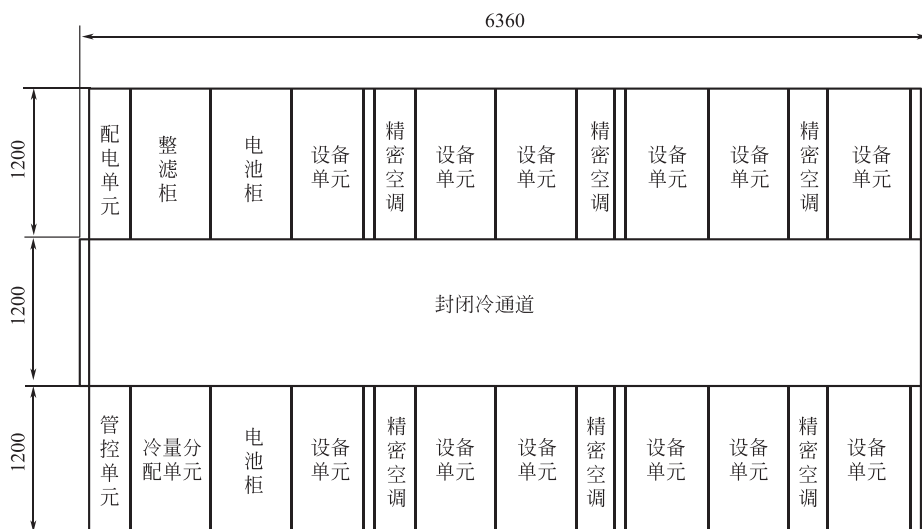


图 7.3-4 R12 微模块平面图

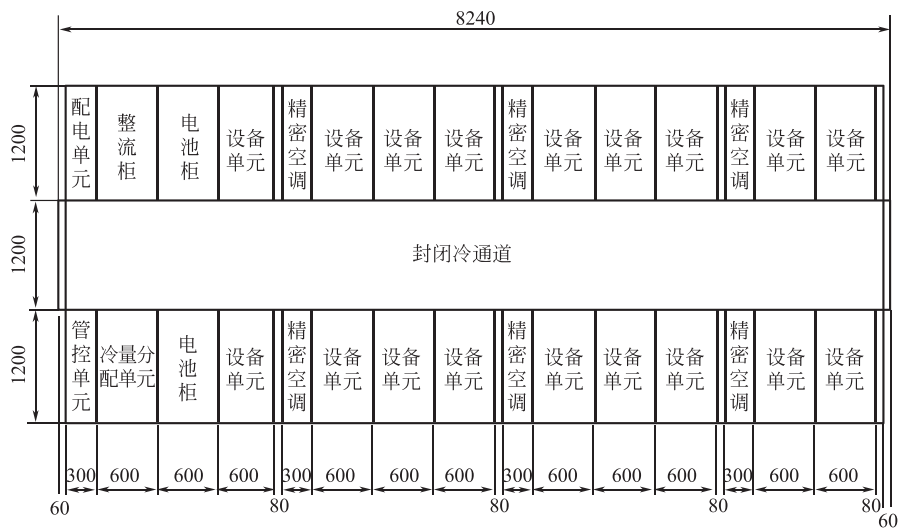


图 7.3-5 R18 微模块平面图

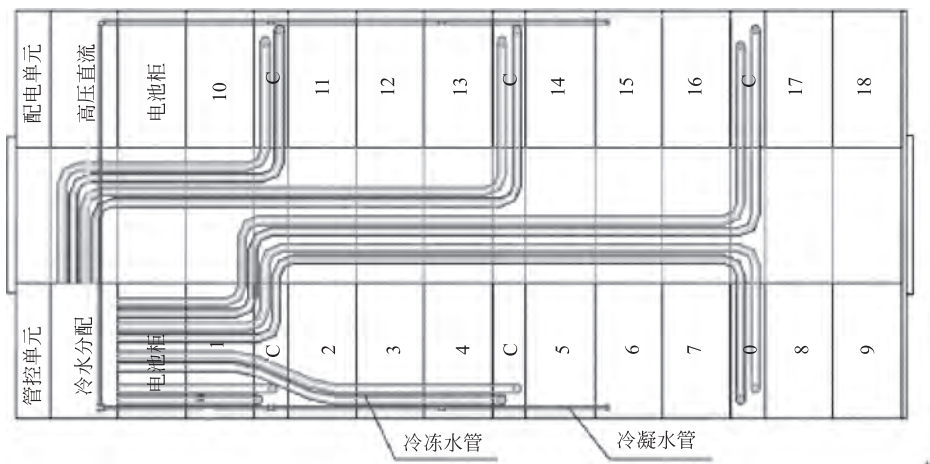


图 7.3-6 R18 微模块水内部管路布置图 (R12 类似)

传输机房负载较小，为适应运营商传输设备外形，采用地板下送风模式，如图 7.3-7 所示。

数据中心的配电房供冷采用风管精确送风模式，避免局部发热设备堆积热量，如图 7.3-8 所示。

(2) 节能运行控制策略

1) 精细化管理：定期导出动环监控的数据，如主要制冷设备功率/用电量、实时/累计 PUE、冷机 COP、主干管水温、变频设备运行频率、风机转速、冷通道温度场等，发现问题并持续改进。

2) 冷却水系统：冷却塔——在冬季室外湿球温度过低的情况下，设定出水温度最低值进行变频调节风扇转速；夏季可以多开一台冷却塔，以降低冷却水水温，提高变频冷机

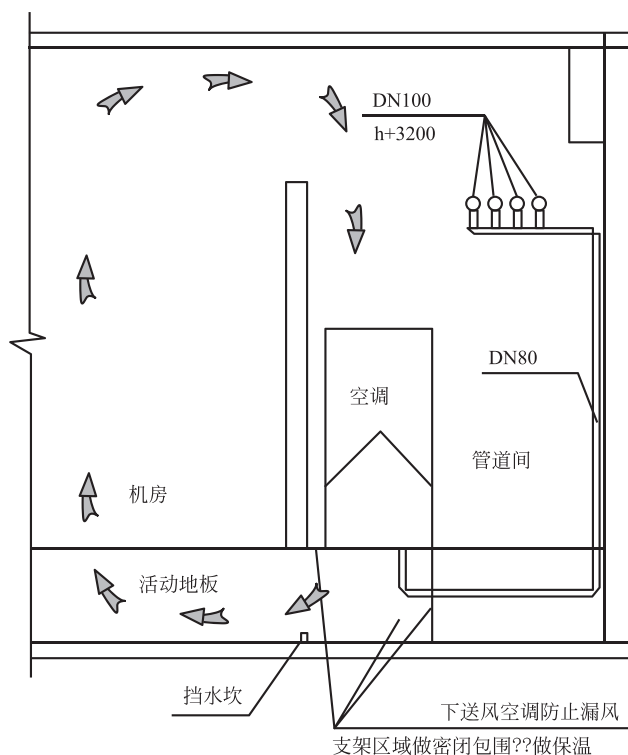


图 7.3-7 传输机房气流组织图

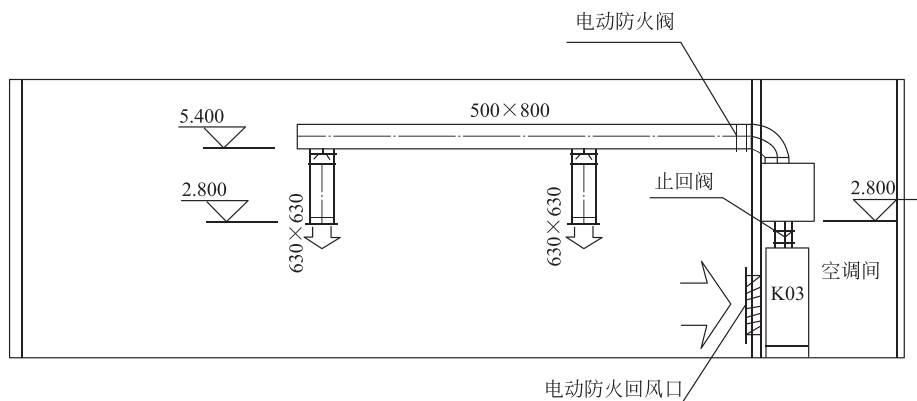


图 7.3-8 配电房气流组织图

的 COP。冷却水泵——通过控制冷却供回水温差值变频调节电机转速。

3) 冷冻水系统：冷水主机——适当提高冷冻水的出水温度，保证末端供冷的前提下，可以降低冷机功耗；变频冷机在部分负荷下优先降低电机转速，COP 明显高于定频冷机（定频冷机调节导流叶片开度）。冷冻水泵——通过调节支管压差（最不利环路）控制水泵转速，可以迅速匹配末端负载变化。

4) 空调末端：设定出风温度值，通过自动调节水阀开度保证冷通道的温度；设定送回风温差值，通过自动调节风机转速保证设定的冷热通道温差，避免不必要的送风量。尽

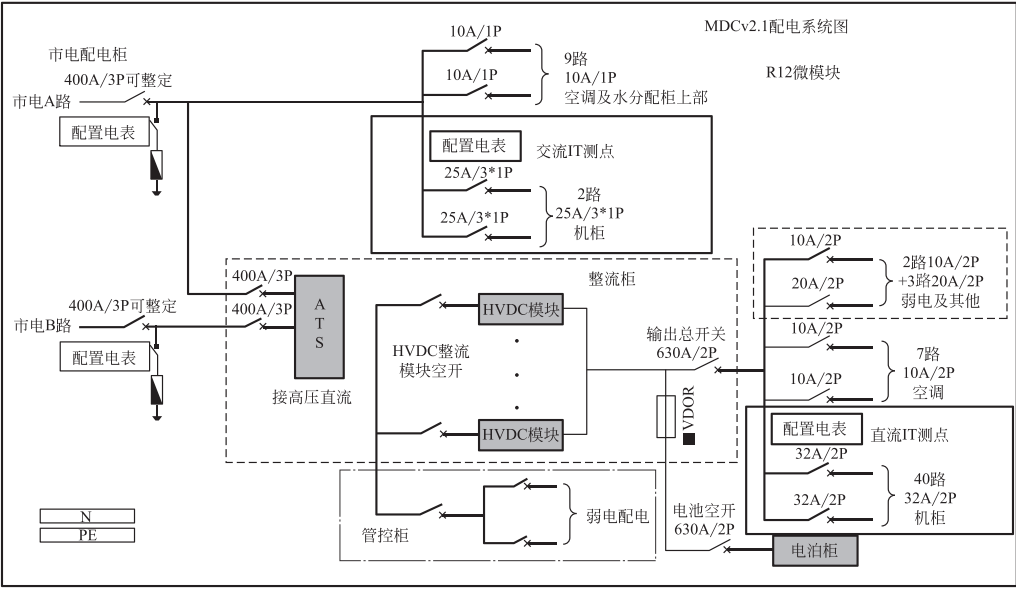


图 7.3-10 R12 微模块配电架构图

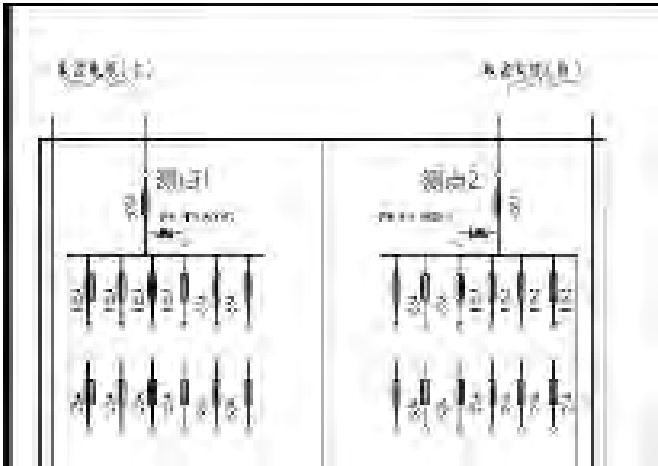


图 7.3-11 传输机房列头柜系统图

IT 设备能耗监测数据（单位：kWh）表 7.3-1

时间	102	201	202	203	204	205	传输机房	小计
2018 年 10 月	451588.7	525352.3	317728.9	792911.0	71236.4	12336.3	8761	2179914.6
2018 年 11 月	443055.2	534013.5	463912.9	926793.2	87295.4	15954.9	9220	2480245.1
2018 年 12 月	456601.5	554180.0	534395.2	1024766.6	101113.1	18501.7	8678	2698236.1
2019 年 1 月	458228.5	557273.7	543101.7	1037873.6	113006.2	29998.5	11145	2750627.2
2019 年 2 月	401963.8	488470.0	482641.7	913154.7	109717.6	34440.0	12427	2442814.8
2019 年 3 月	451006.7	548291.0	538662.4	1023995.2	132872.3	43494.4	13860	2752182.0
2019 年 4 月	432499.0	527622.3	518207.5	976164.2	140021.2	44614.5	11849	2650977.7

续表

时间	102	201	202	203	204	205	传输机房	小计
2019 年 5 月	459823.9	554843.6	556706.8	1055109.2	155309.6	54199.5	13406	2849398.6
2019 年 6 月	443696.8	537453.9	551882.0	1032925.7	154950.6	67888.2	15840	2804637.2
2019 年 7 月	469079.7	563903.4	577509.2	1082921.2	166785.9	73552.5	16767	2950518.9
2019 年 8 月	464982.1	558695.6	562113.7	1057521.8	158909.9	73348.9	16523	2892095.0
2019 年 9 月	443065.6	534469.2	542051.5	1003868.1	160352.3	66615.0	16220	2766641.7
全年	5375591.5	6484568.5	6188913.5	11928004.5	1551570.5	534944.4	154696	32218288.9

(2) 冷却系统能耗

1) 冷却系统设备类型

主要有冷冻站主设备：冷水主机、冷冻泵、冷却泵、冷却塔；冷冻站附属设备：冷却水处理设施、定压补水系统、补水泵；UPS 带载部分：群控、冷水主机油泵、控制屏、电动阀、DDC；末端空调：微模块列间空调（312 台冷冻水型）、高低压配电室空调（14 台，其中 4 台风冷型，10 台冷冻水型）、传输机房空调（6 台，其中 4 台冷冻水型主用，2 台双冷源型备用）、除湿机（18 台）。

2) 监测点位说明

冷水主机、冷却泵、冷却塔测点数据取自低压柜输出柜。

冷冻泵测点数据取自 UPS 输出柜（主路）及低压柜输出柜。

微模块列间空调电能的测点数据取自微模块列头柜的多回路交流监控板/高压直流监控板，检测每个支路的电流、电压及电能，见图 7.3-12。



图 7.3-12 列间空调用电量测点
注：序号 1~6 是空调交流侧用电。

其他测点数据取自各配电箱的输入端（前期设计阶段已经考虑单独计量冷却系统的用电量，故直接在动环系统导出对应配电箱的电能数据即可）。

3) 冷却系统按月用电量数据

通过冷却系统各测点对设备的监测，可获得如表 7.3-2 所示的能耗数据。

冷却系统能耗监测数据（单位：kWh）					表 7.3-2
时间	冷冻站主设备	冷冻站附属设备	UPS 带载冷却设备	列间空调、精密空调及除湿机	小计
2018 年 10 月	405519	968.0	620.8	107085.4	514193.2
2018 年 11 月	430101	956.6	352.9	99362.0	530772.5
2018 年 12 月	377137	925.3	796.0	95697.7	474556.0
2019 年 1 月	370266	903.9	988.1	89896.5	462054.5
2019 年 2 月	380160	844.5	451.6	83434.8	464890.9
2019 年 3 月	403017	949.5	390.4	84482.3	488839.2
2019 年 4 月	434052	1530.3	215.6	85918.8	521716.7
2019 年 5 月	497290	2636.6	310.1	91458.7	591695.4
2019 年 6 月	538557	3229.1	313.1	102492.7	644591.9
2019 年 7 月	558535	3394.1	187.7	109759.0	671875.8
2019 年 8 月	546801	3352.2	431.6	106510.4	657095.2
2019 年 9 月	491502	3004.3	644.4	93614.7	588765.4
全年	5432973	22694.4	5702.3	1149713.0	6611046.7

(3) 数据中心冷却系统全年能效（IT 设备总能耗/冷却系统总能耗）

通过表 7.3-1 和表 7.3-2 可知，该数据中心在 2018 年 10 月 1 日 00：00：00 至 2019 年 10 月 1 日 00：00：00 期间，IT 设备的总能耗为 32218288.9kWh；冷却系统的总能耗为 6611046.7kWh。因此，冷却系统全年能效 COP 等于 IT 设备总能耗/冷却系统总能耗，即 $COP=322182889kWh/6611046.7kWh=4.87$ 。

(4) 数据中心全年 PUE 值

测量位置：参考《数据中心 资源利用 第 3 部分：电能能效要求和测量方法》GB/T 32910.3-2016 第 7.3 节，如图 7.3-13 所示。

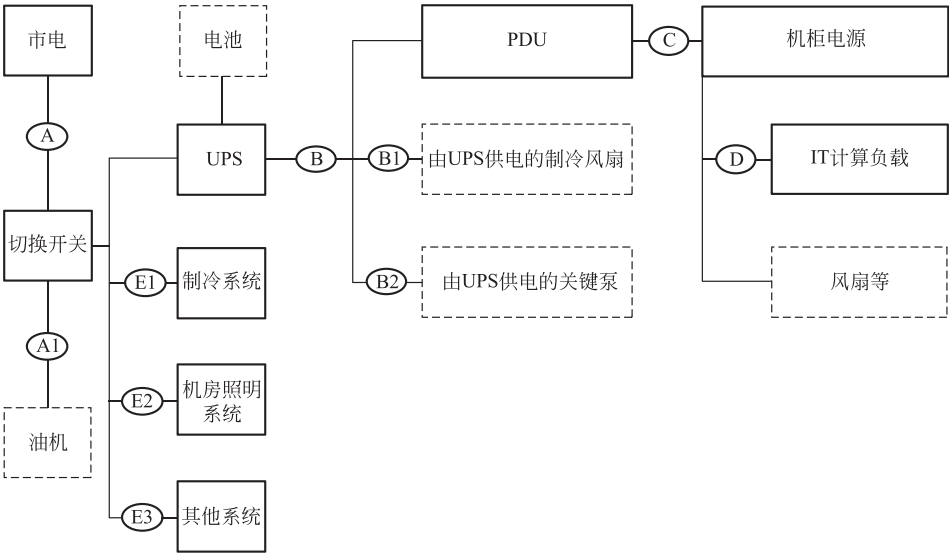


图 7.3-13 数据中心电能消耗测量点

数据中心总能源消耗： $A+A_1$ 。
数据中心信息设备电能消耗（不含高低压配电损耗）： D 。
该数据中心的 PUE 统计值，如表 7.3-3 所示。

全年 PUE 统计值 表 7.3-3

时间	总用电量(kWh)	IT 用电量(kWh)	PUE
2018 年 10 月	2924585.0	2179914.6	1.342
2018 年 11 月	3275300.0	2480245.1	1.321
2018 年 12 月	3470100.0	2698236.1	1.286
2019 年 1 月	3517100.0	2750627.2	1.279
2019 年 2 月	3181900.0	2442814.8	1.303
2019 年 3 月	3559200.0	2752182.0	1.293
2019 年 4 月	3477300.0	2650977.7	1.312
2019 年 5 月	3767280.7	2849398.6	1.322
2019 年 6 月	3759993.7	2804637.2	1.341
2019 年 7 月	3941553.8	2950518.9	1.336
2019 年 8 月	3870293.5	2892095.0	1.338
2019 年 9 月	3655563.2	2766641.7	1.321
全年	42400169.9	32218288.9	1.316

7.3.4 小结

该数据中心位于广东省汕尾市海丰县，单机架设计功率为 6.5kW，单机架年平均功率为 3.91kW。采用腾讯微模块为末端的水冷冷冻水型集中式空调系统。

该数据中心利用微模块的结构，以列间空调提升机房内冷量输配系数；一方面通过小空间密闭及较高的单机柜发热量减少冷热掺混，从而降低从芯片至冷冻水的温差；采用 12℃/18℃的冷冻水减少冷冻水与冷却水的温差，结合广泛采用的变频设备、60%的实际负载率、精细化的管理，提升了冷源系统的运行能效。

通过测试计算，该数据中心冷却系统全年能效 COP 为 4.87，全年 PUE 为 1.316。

7.4 廊坊华为云数据中心

7.4.1 数据中心简介

廊坊华为云数据中心位于河北省廊坊市区以北 7 公里。该数据中心共 54000m²，分三期建设并采用分期建设分期投入运行的原则，目前三期已全部完成建设并投入使用。图 7.4-1 为该数据中心的示意图。

该数据中心共部署了 4266 个 IT 机柜，IT 机柜设计功率为 31212kW。其中，三期部署了 IT 机柜 1548 个，单柜功率密度为 8kW，IT 机柜设计功率为 11664kW。为提升冷却系统运行能效，该数据中心采用华为 iCooling 能效优化解决方案，利用人工智能，建立能



图 7.4-1 廊坊华为云数据中心示意图

耗与负载、气候条件、设备运行数量等可调节参数间的机器学习模型，在保障设备、系统可靠的基础上，实现能耗降低。

7.4.2 冷却系统概述

(1) 系统形式介绍

该数据中心采用冷冻水制冷系统，空调系统的总冷负荷为 14034 kW (3990RT)。空调系统的冷冻站主要由 5 台 380 V 离心冷水机组 (1100RT) 及 5 个板式换热器组成，均 4 用 1 备，供回水温度分别为 13℃/19℃，采用一次泵形式。冷冻水、冷却水管道系统均采用环路布置，确保系统单点故障不影响其他部分的正常运行。为保证冬季冷却水免费供冷时冷却塔的安全可靠运行，冷却塔配置集水盘电加热等防冻功能。室内侧采用的是冷冻水空调。图 7.4-2、图 7.4-3 分别为该数据中心的冷却水、冷冻水系统图。

中温冷水系统在过渡季节和冬季采用冷却水自然冷却和部分冷却水自然冷却的运行方式，以达到节能运行的目的。在群控模式下，主要根据冷却水的出水温度 (T_{cws}) 和室外空气湿球温度 (T_s) 判断采用哪种运行工况：

主要根据冷冻水的出水温度 (T_{chws})、冷却水的出水温度 (T_{cws}) 和室外空气湿球温度 (T_s) 判断采用哪种运行工况：

- 1) $T_{cws} \geq 18^\circ\text{C}$ 时，采用冷水机组制冷模式。
- 2) $T_{cws} \leq 12^\circ\text{C}$ 时，采用冷却水自然冷却模式，冷水主机停止运行，冷却水通过板式换热器换热后直接供冷。
- 3) $12^\circ\text{C} < T_{cws} < 18^\circ\text{C}$ 时，采用部分冷却水免费供冷模式，冷却水和冷冻水先经过板式换热器换热后再进入冷水机组制冷运行。

(2) 末端装置

采用了行级制冷空调 LCU，如图 7.4-4 所示。其中，包含一些高效部件可降低能耗，比如，选用 EC 风机：直流驱动，可免维护运行，且 30%~100% 无级调速，比传统 AC

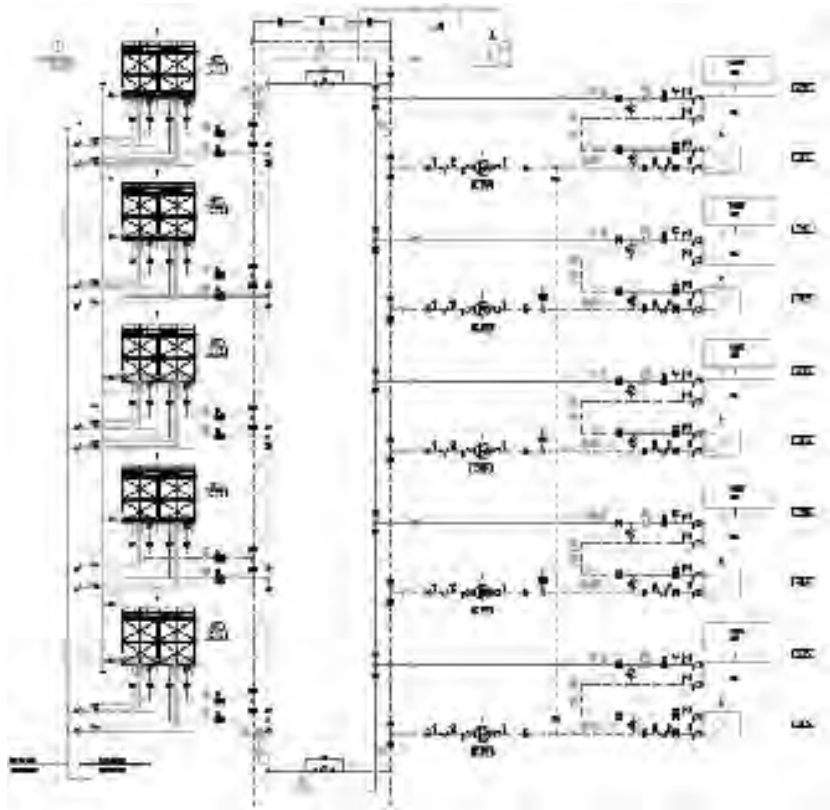


图 7.4-2 冷却水系统图

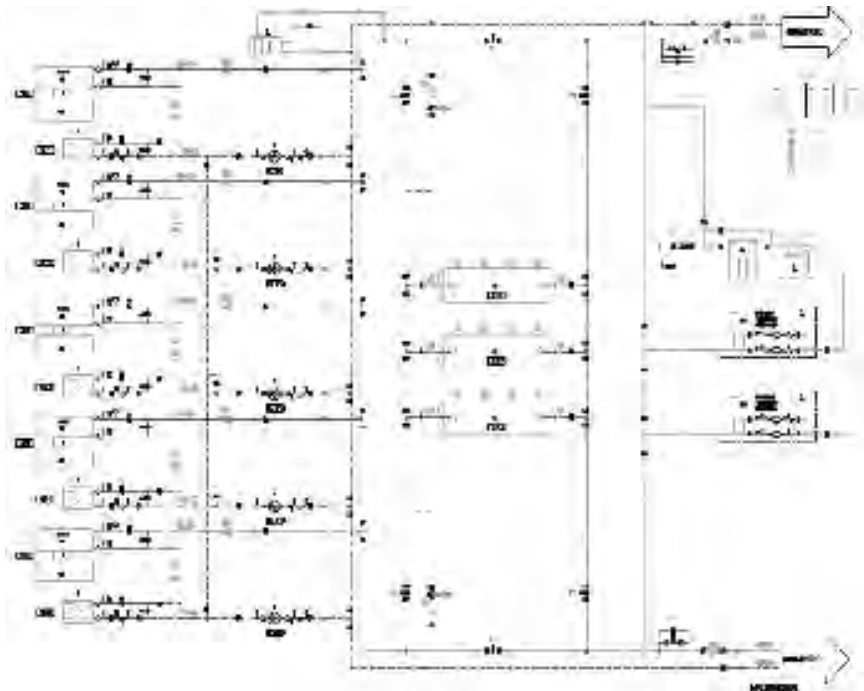


图 7.4-3 冷冻水系统图

风机节能 30%；水阀：可根据热负荷变化，连续调节冷冻水流量，精确控制温度；换热器：应用场协同原理，优化流场与温度场，发挥换热器极致性能；电源模块：高效风机电源模块，效率高达 93%，进一步降低能耗。

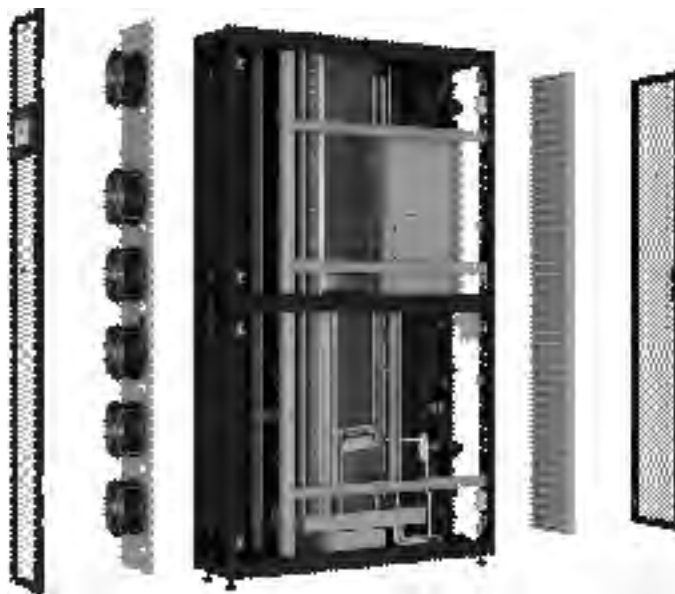


图 7.4-4 行级制冷空调示意图

此外，还对冷/热通道进行密闭，将冷热气流隔离，更有利于机房内气流流动，使得机房垂直温升仅 1℃，消除了顶端热点风险。

(3) iCooling 系统

iCooling 系统基于人工智能的数据中心能效优化技术，是通过对大量数据的业务分析、清洗，利用机器学习，探索影响能耗的关键因素，形成一套可对耗能进行预测、调优的模型，并将上述模型应用到实践体系中，通过规范化的实践引导和目标导向评测，不断调整优化，获取均衡 PUE。

该系统采用 AI 原理、AI 算法框架、AI 部署运行框架、构建深度神经网络 DNN、AI 服务节点需求。

1) AI 原理

基于制冷需求的 PID 控制，可以满足部分场景的需求，但由于 BMS 系统在进行控制时，往往事先写入曲线、逻辑控制策略，而对于变化的场景，特别是对于 IT 负载变化的场景，此类控制系统往往无法感知。因此，在实际的控制过程中，往往只能在特定的负载区间变现出一定的调试性能，当进入到实际工作中，整个数据中心的效能往往无法保障最优。

针对此类系统，需要找到一种新的控制算法，来达成整体最优。大数据、人工智能成为能效优化的一个探索方向。使用历史数据训练神经网络，输出预测的 PUE 以及 PUE 与各类特征数据的关系，指导 DC 根据当前气象、负载工况，按预期进行对应的优化控制，实现节能目标。

一般来说，基于大数据的分析具有如下的几个步骤：

数据采集：采集冷冻站、末端空调及 IT 负载等系统的相关运行参数。

数据治理：利用自动化治理工具，对参数进行降维、降噪、清洗等处理。

特征工程：利用数学工具，对治理完成后的表格进行相关性分析，找出与 PUE 相关的关键参数，含控制因子、环境因子及过程因子。

模型训练：利用 DNN 算法，训练出 PUE 模型（预测精度要求不低于 99.5%，误差不超过 0.005）。

推理决策：将预测以及决策模型发布到集控系统中，以在线给出可以调优的决策模型。

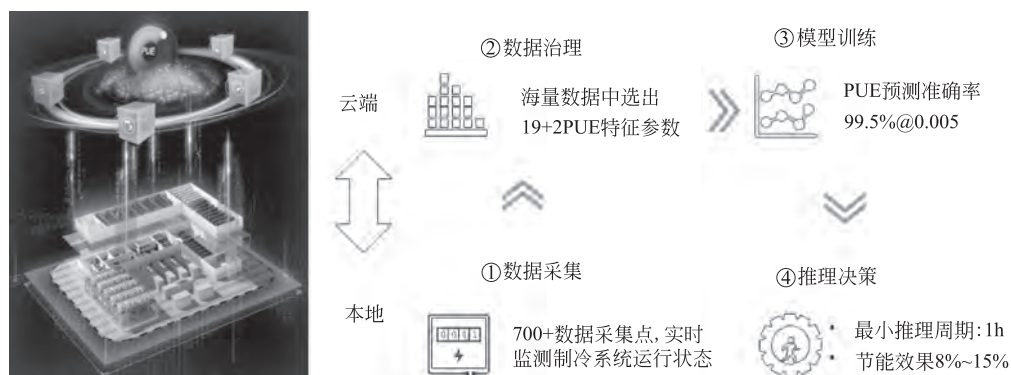


图 7.4-5 AI 原理流程图

2) 构建深度神经网络 DNN

神经网络是一类机器学习算法，它模拟神经元之间相互作用的认知行为。针对数据中心制冷效率提升瓶颈，采用神经网络，利用机器学习算法可以找到不同设备、不同系统间的参数的关联关系，利用现有的大量传感器数据来建立一个数学模型，理解操作参数之间的关系，从而找到最优的参数。

神经网络拥有输入层、输出层以及多个隐含层，输入的特征向量通过隐含层变换达到输出层，在输出层得到分类结果。多层感知机可以摆脱早期离散传输函数的束缚，使用 sigmoid 或 tanh 等连续函数模拟神经元对激励的响应，多使用反向传播 BP 算法训练。

考虑到数据中心制冷系统的复杂性，需要采集制冷系统的电涌数据、制冷系统运行参数、环境系数等并进行数据分析。找到系统的特征值，并利用特征值组织 DNN 网络，如图 7.4-6 所示：

3) AI 算法框架

AI 算法分数据获取、模型、算法框架、管理组件、智能服务以及应用集成几个部分，如图 7.4-7 所示：

数据获取：主要是实现数据采集、处理与存储。

模型与基础算法：主要解决大数据的抽样、清洗，获取最优的算子，支持模型的快速求解。

算法框架：主要根据逻辑关联，选择机器学习的算法，进行模式匹配，找到适用性的求解。

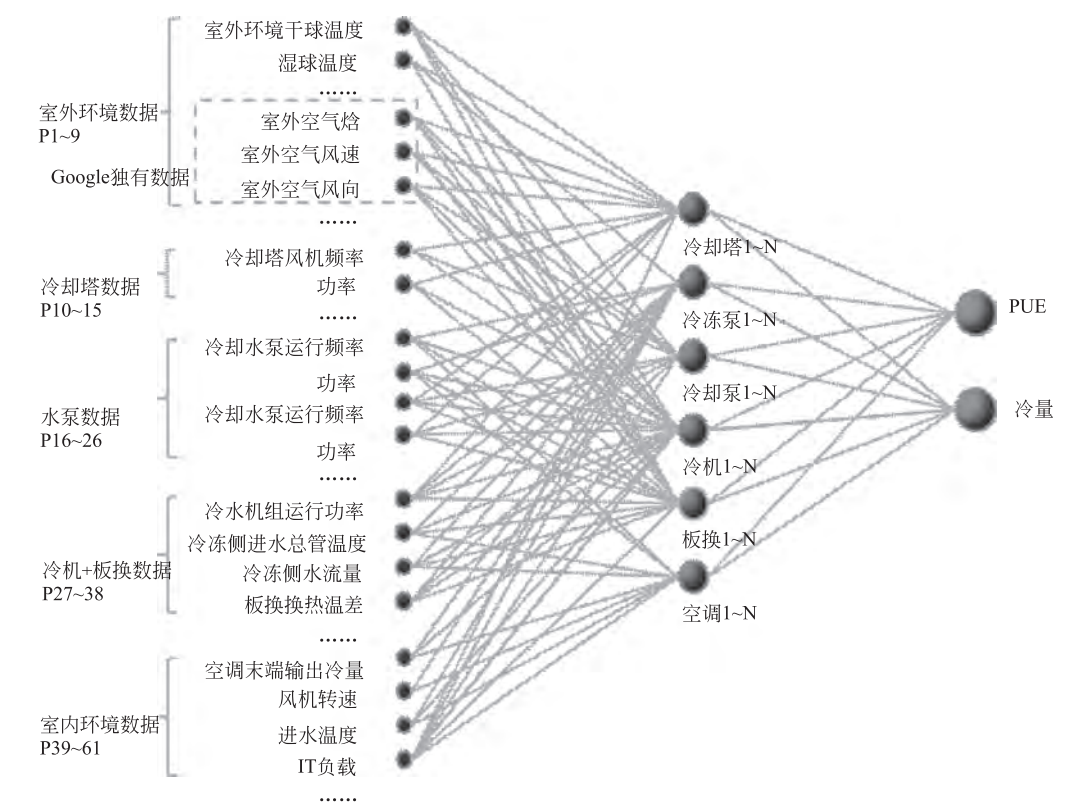


图 7.4-6 DNN 网络图

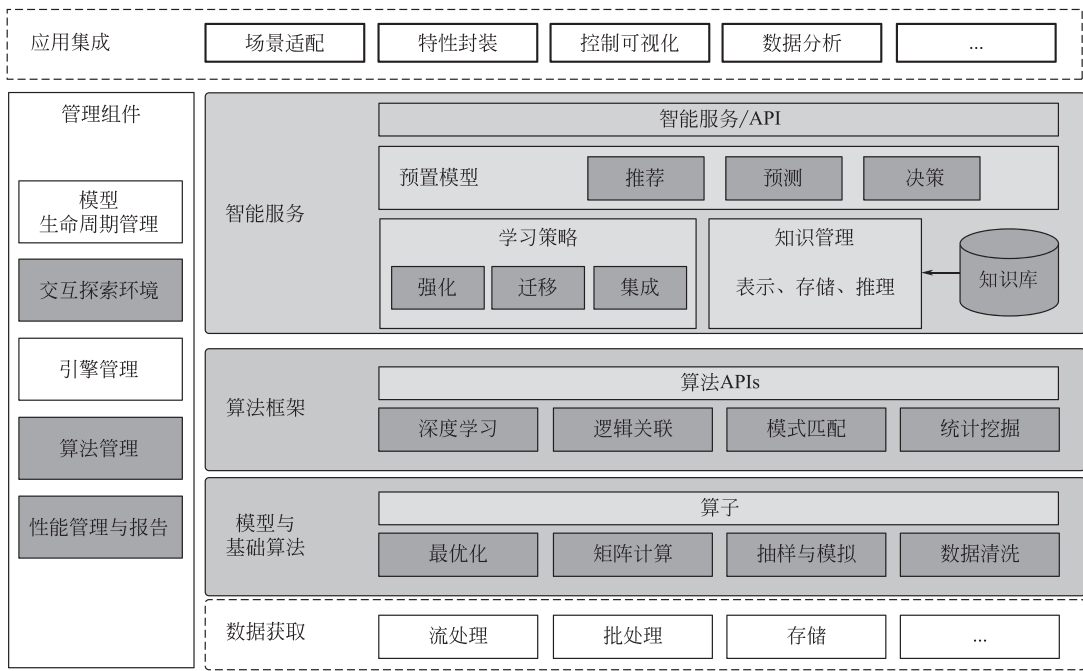


图 7.4-7 AI 算法流程图

管理组件：主要是根据模型的演进，对模型的生命周期进行管理，如发布新的模型、模型的回退，支持强化学习后模型的演进。

智能服务：主要是对推理模型进行预置，实现模型的推荐、预测以及对可调参数的决策，在实际的运行过程，通过决策系统获得可以调节的参数组。

集成服务：主要解决 AI 服务的可视化，不同制冷系统的场景适配以及对数据过程分析、控制效果进行可视化。

4) AI 部署运行框架

AI 提供训练、推理平台，都可以使用云部署方式，推理平台（承载模型）可以独立于管理系统部署到物理机或者云端，也可与管理系统同机部署；训练平台单独部署。

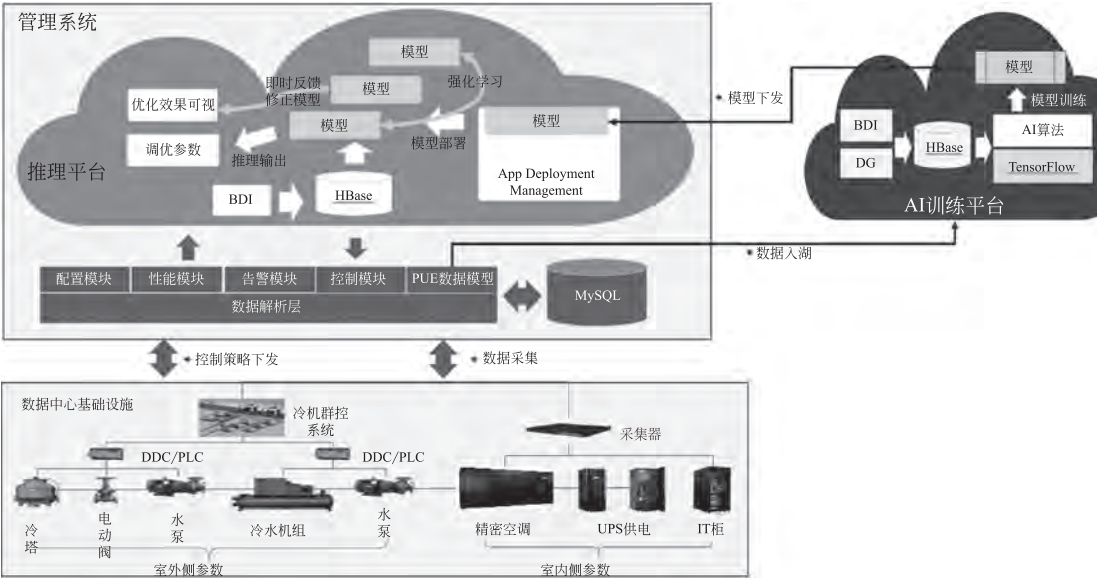


图 7.4-8 AI 部署运行框架流程图

5) AI 服务节点需求

主要是将 AI 的服务按照 PaaS 与 SaaS 进行分层部署。具体的服务部署方案如图 7.4-9 所示。

PaaS：主要是进行大数据的存储、清洗、计算。

SaaS：训练平台，主要是进行预测模型与业务模型的拟合。

SaaS：推理平台，完成控制参数的寻优。

7.4.3 测试数据

该数据中心在 2018 年 9 月到 2019 年 8 期间，对其能耗进行了测试。通过测试获得了 IT 设备和冷却系统的能耗数据，如表 7.4-1 所示，并对能耗数据进行分析，得出了该数据中心冷却系统全年能效和全年 PUE 值。

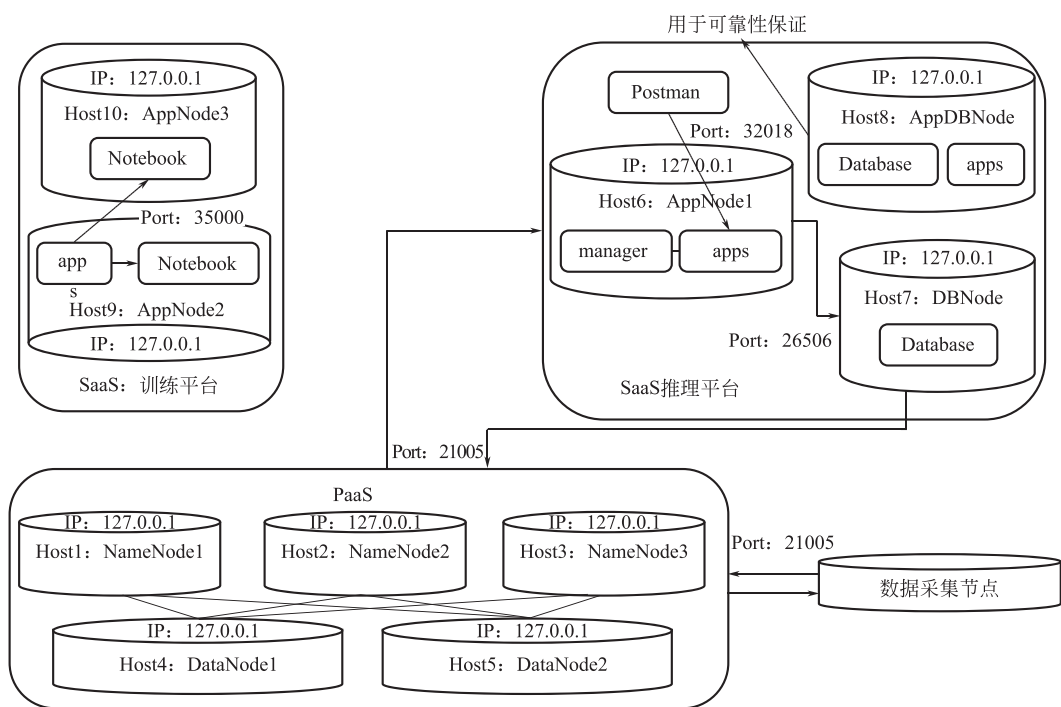


图 7.4-9 AI 服务节点部署方案流程图

数据中心 2018 年 9 月至 2019 年 8 月期间的能耗数据 表 7.4-1

时间	总用电量 (kWh)	IT 设备总用 电量(kWh)	冷却系统用 电量(kWh)	冷却系统 能效 COP	PUE
2018 年 9 月	5503746.15	4138155	745540	5.55	1.33
2018 年 10 月	5491077.50	4392862	556196	7.90	1.25
2018 年 11 月	5413069.96	4365379	431758	10.11	1.24
2018 年 12 月	5633065.80	4542795	363243	12.51	1.24
2019 年 1 月	5736326.80	4626070	340728	13.58	1.24
2019 年 2 月	5092073.31	4139897	299578	13.82	1.23
2019 年 3 月	5947506.10	4875005	337856	14.43	1.22
2019 年 4 月	6130715.00	4944125	431570	11.46	1.24
2019 年 5 月	6696586.08	5191152	748340	6.94	1.29
2019 年 6 月	6652060.80	5039440	872848	5.77	1.32
2019 年 7 月	7018031.58	5237337	965810	5.42	1.34
2019 年 8 月	7020508.74	5278578	891964	5.92	1.33
全年	72334768.00	56770795	6985431	8.13	1.27

(1) 数据中心冷却系统全年能效

数据中心冷却系统的全年能效等于 IT 设备的总耗电量与冷却系统的总耗电量之比。由表 7.4-1 可知，在 2018 年 9 月至 2019 年 9 月期间，IT 设备一年的总耗电量为

56770795kWh；冷却系统一年的总耗电量为 6985431kWh。因此，该数据中心冷却系统的全年能效等于 IT 设备总耗电量/冷却系统总耗电量，即 $56770795\text{kWh}/6985431\text{kWh}=8.13$ 。

(2) 数据中心的全年 PUE 值

数据中心的全年 PUE 值等于总耗电量与 IT 设备总耗电量的比值，其中，该数据中心总的耗电量从市电进线侧取值，IT 耗电量从 PDU 侧取值。由表 7.4-1 可知，在 2018 年 9 月至 2019 年 9 月期间，该数据中心一年的总耗电量为 72334768kWh。所以，该数据中心从 2018 年 9 月到 2019 年 8 月，一年的全年 PUE 等于总耗电量/IT 设备总耗电量，即 $72334768\text{kWh}/56770795\text{kWh}=1.27$ 。

7.4.4 小结

该数据中心位于河北省廊坊市，采用冷冻水制冷系统。

该数据中心应用板式换热器、冷却水泵、冷却塔的组合利用室外免费冷量；采用 13℃/19℃冷冻水提升室外免费冷量的利用范围；利用冷热通道封闭及列间空调的措施提升机房内冷量输配系数；在管理上利用华为数据中心智能管理系统（含 iCooling 节能）优化运行控制策略。

通过测试计算，该数据中心冷却系统全年能效 COP 为 8.13，全年 PUE 为 1.27。

7.5 中石油吉林数据中心示范机房

7.5.1 数据中心简介

中国石油吉林数据中心位于吉林省吉林市丰满区苍山路 666 号，是中国石油四大数据中心之一，运行中国石油各主营业务信息系统，是连接海内外业务的神经中枢，是重要业务系统的异地灾备数据中心。

该数据中心机房是一应用示范机房，也是一个新建数据中心机房，位于中石油数据中心园区一期工程机房楼，由原介质库和备品备件库改建而成，机房层高 5.8m，无架空地板；机房长 20.5m，宽 12.8m，占地面积 262m²。

该应用示范机房一共设置 6 列机柜，总计 62 个机柜，总设计负载 290kW，每列机柜首尾配有列头柜和理线柜，机柜布局见图 7.5-1，实际机房照片如图 7.5-2 所示。其中 4 列为列间级机柜，共计 38 个机柜，单机柜发热功率为 3kW；另外 2 列机柜为机柜级共 24 个，其中单机柜发热功率为 6kW 的 12 个，单机柜发热功率为 8kW 的 10 个，单机柜发热功率为 12kW 的 2 个。

7.5.2 冷却系统概述

(1) 系统形式介绍

示范机房采用热管-蒸汽压缩复合冷却系统实现机房制冷，该系统由两个热管循环和一个蒸汽压缩循环串并联组成，主要包含蒸发器、中间换热器、热管冷凝器和空调冷凝器四个换热部件以及蒸发器风机、冷凝器风机和压缩机三个动力部件。其结构如图 7.5-3 所示，而图 7.5-4 为热管-蒸汽压缩复合一体机实照。

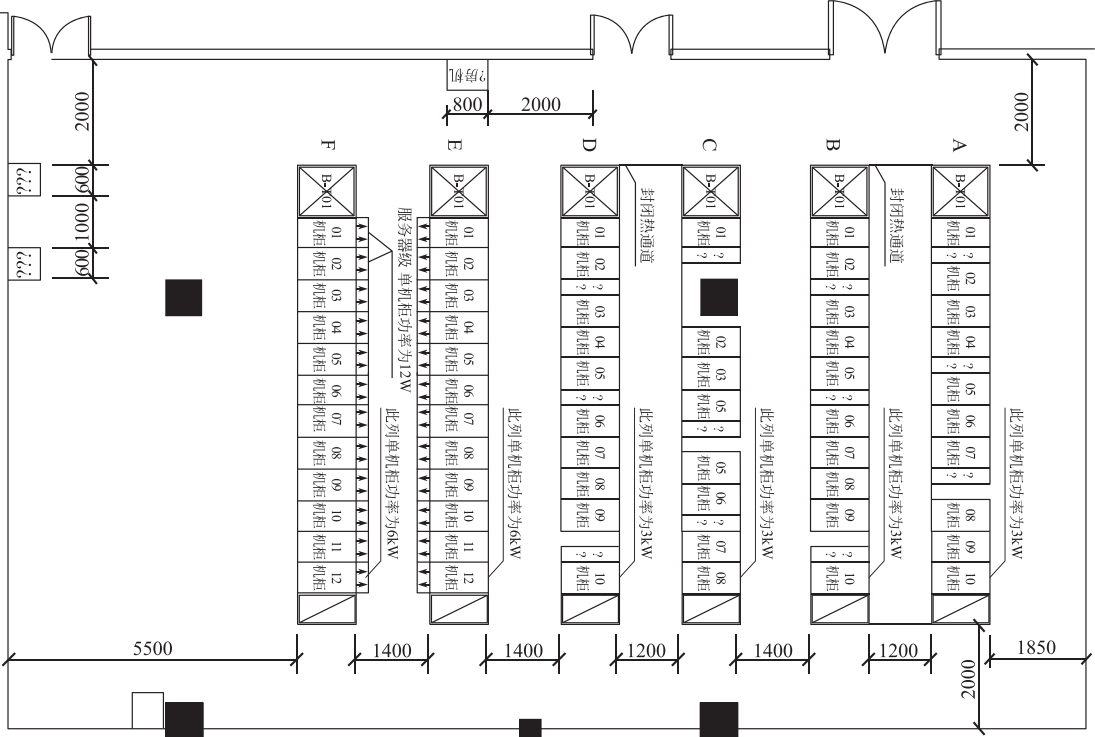


图 7.5-1 示范机房设备平面布局图



图 7.5-2 示范机房照片

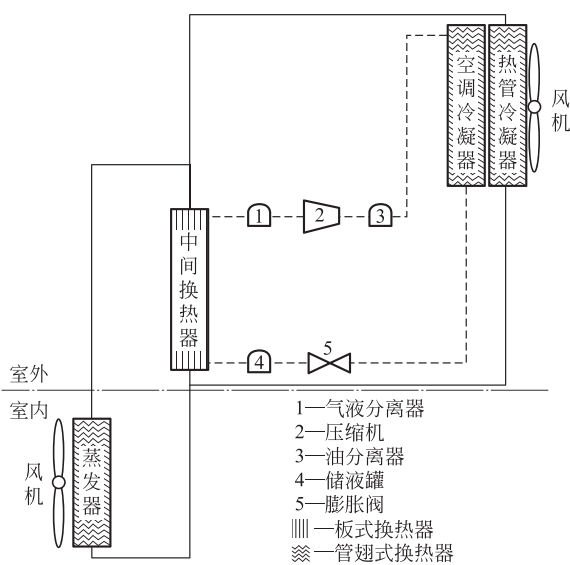


图 7.5-3 热管-蒸汽压缩复合冷却系统



图 7.5-4 热管-蒸汽压缩复合一体机照片

该系统包含外侧热管循环、中间热管循环及蒸汽压缩循环三个换热循环。

外侧热管循环：由蒸发器、热管冷凝器、室内风机及室外风机构成的分离式热管循环，制冷剂在蒸发器内吸收机房热量气化，沿气管进入热管冷凝器液化，将热量排放到室外环境，液化后的制冷剂在重力作用下沿液管回流至蒸发器，完成一个循环，是热管-蒸汽压缩复合冷却系统自然冷源利用的主要循环，当室外环境温度低于热管启动温度时，由该循环带走机房热量。

中间热管循环：由蒸发器、中间换热器和室内风机构成的分离式热管循环，制冷剂在蒸发器内吸收机房热量气化，沿气管进入中间换热器液化，将热量传递至蒸汽压缩循环，是热管-蒸汽压缩复合冷却系统主动制冷的环节之一。

蒸气压缩循环：由中间换热器、空调冷凝器、压缩机、膨胀阀、气液分离器、油分离器、储液罐和室外风机构成。工质完成蒸气压缩循环将热量从中间换热器传递至空调冷凝器，最终排放至室外环境，是热管-蒸气压缩复合冷却系统主动制冷的重要环节。

根据冷却尺度的不同，蒸发器的形式也不同。可以单独放置于机房对整个机房进行冷却；也可以列间空调的形式置于机柜之间形成列间级冷却方案；或以机柜背板的形式安装于机柜前后门上形成机柜级冷却方案。除了蒸发器外，其余所有设备形成一个室外机安装于机房外，与蒸发器通过上升管和下降管连接。

(2) 系统运行模式

随着室外环境温度和机房 IT 负荷率的不同,热管-蒸气压缩复合冷却系统存在自然冷却、蒸气压缩以及复合制冷三种运行模式。系统在三种运行模式之间的切换不依赖于阀门,仅需控制压缩机的启停即可。

1) 自然冷却模式

当室外环境温度足够低时,仅依靠外侧热管循环就能满足制冷需求,此时压缩机不启动。制冷工质在蒸发器中吸热气化,沿气流流至中间换热器和热管冷凝器,由于压缩机未启动,气态工质在中间换热器中无法放热冷凝,阻止中间热管循环的形成;而流至热管冷凝器的工质在室外风机的作用下冷凝放热,液化后的制冷工质沿着液管回流至蒸发器,形成自然冷却循环。循环示意图如图 7.5-5 所示。在自然冷却模式下,系统退化为一个分离式热管循环系统。

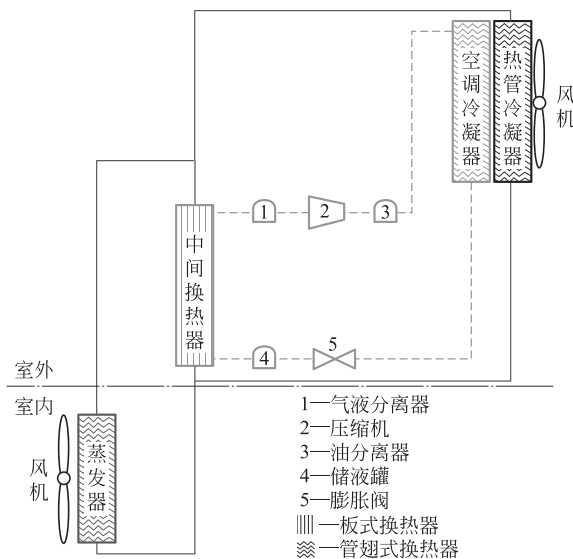


图 7.5-5 自然冷却模式示意图

2) 蒸气压缩模式

当室外环境温度过高时, 外侧热管停止循环, 此时启动压缩机, 制冷工质在蒸发器中吸热气化, 沿气管流至中间换热器和热管冷凝器, 由于室外环境温度高, 气态工质在热管冷凝器中无法放热冷凝, 气态工质将充满整个热管冷凝器, 外侧热管循环自动停止。而流至中间换热器的工质将热量传递给蒸汽压缩循环的制冷工质, 最终在空调冷凝器排放到室

外环境。循环示意图如图 7.5-6 所示。在蒸气压缩模式下，系统实际上是中间热管循环和蒸气压缩循环串联换热。

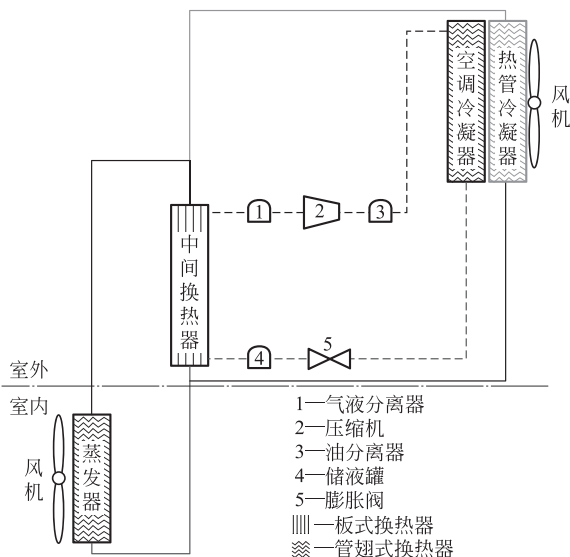


图 7.5-6 蒸气压缩模式示意图

3) 复合制冷模式

当室外环境温度较低时，外侧热管循环启动，但制冷量又不足以满足机房需求，此时，系统根据室内制冷需求调节压缩机运行频率，用以补充外侧热管循环制冷量的不足。制冷工质在蒸发器吸热气化，沿气管流至中间换热器和热管冷凝器，气态工质同时在中间换热器和热管冷凝器完成热量传递和排放。循环示意图如图 7.5-7 所示。在复合制冷模式下，系统是一个较为复杂的串并联换热网络，中间热管循环与蒸气压缩循环串联换热，再与外侧热管循环并联换热。

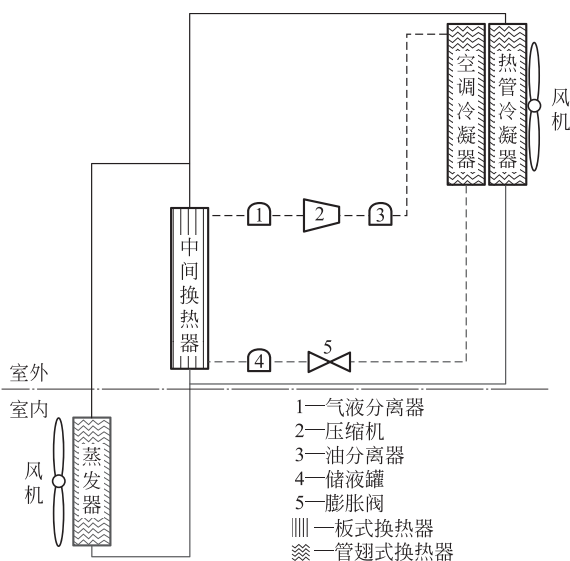


图 7.5-7 复合制冷模式示意图

(3) 末端装置

该数据机房有 4 列机柜采用的是列间冷却形式，其列间级冷却系统示意图可见图 7.5-8；另外 2 列为机柜级冷却形式，1 列中低密度机柜级冷却，1 列高密度机柜级冷却，而机柜级冷却系统示意图可见图 7.5-9。

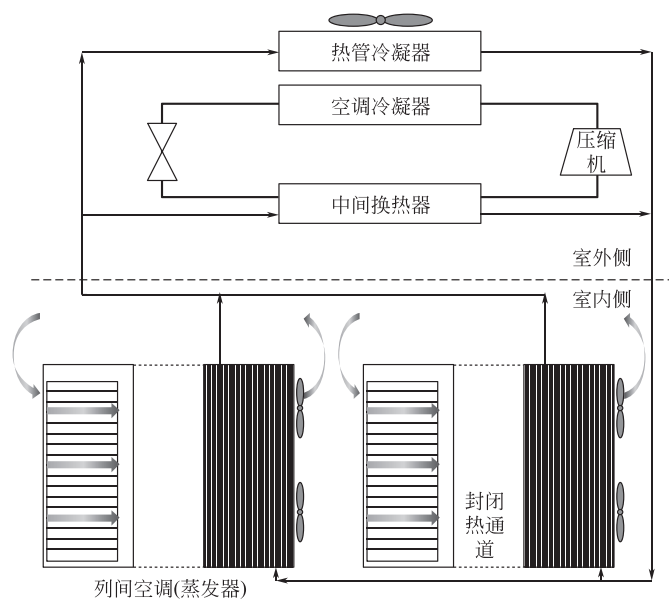


图 7.5-8 列间级冷却系统示意图

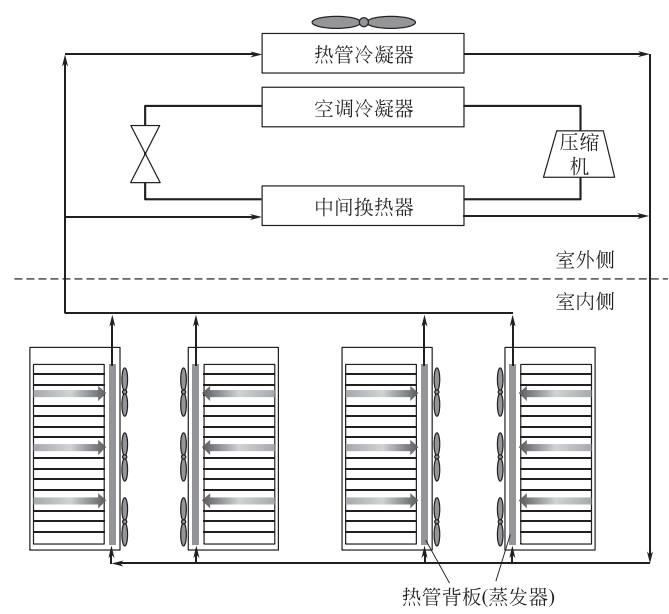


图 7.5-9 机柜级冷却系统示意图

7.5.3 测试数据

该示范机房分别在空调系统的输入端和不间断供电系统（UPS）的输出端安装电能计量仪表，用来测量 UPS 输出端电量（kWh）、市电输出端电量（kWh）和空调系统的输入端电量（kWh），如图 7.5-10 所示。在一定时间内，测试 UPS 输出端的耗电量、市电输出端耗电量和空调系统输入端的耗电量，并计算得到测试期间冷却系统的能效。

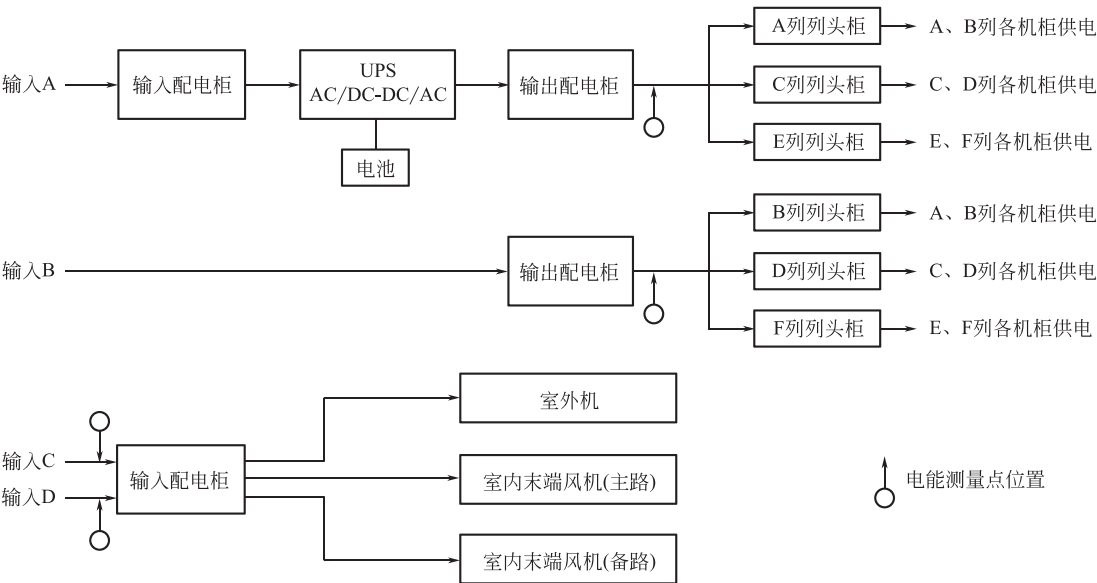


图 7.5-10 电能计量仪表安装位置图

此时，冷却系统的能效计算公式为：冷却系统能效＝（UPS 输出端耗电量＋市电输出耗电量）/空调系统输入端耗电量

(1) 测试仪器

测试所用仪器情况如表 7.5-1 所示。

测试用仪器情况 表 7.5-1

仪器名称	型号规格	测量范围	测量精度/准确度等级
三相多功能电能表	DTSD1352-C	3×220/380V,3×380V	0.5S
电流互感器	AKH-0.66G	5~2000A	0.2S

(2) 测试结果

根据以上测试方法获得了不同室外温度下冷却系统的能效，详细情况可见表 7.5-2，而图 7.5-11 则反映了该数据中心冷却系统能效随室外实测温度的变化。

测试数据 表 7.5-2

实测室外温度(℃)	冷却系统能效	实测室外温度(℃)	冷却系统能效 COP
－11	43.75	11	7.72
－10	45.94	12	7.42

续表

实测室外温度(℃)	冷却系统能效	实测室外温度(℃)	冷却系统能效 COP
—9	41.87	13	6.53
—8	44.45	14	6.25
—7	43.44	15	5.67
—6	42.60	16	5.33
—5	42.71	17	5.10
—4	42.82	18	4.95
—3	42.44	19	4.81
—2	42.70	20	4.64
—1	41.34	21	4.51
0	36.92	22	4.48
1	37.64	23	4.35
2	34.12	24	4.30
3	23.17	25	4.21
4	16.44	26	4.04
5	14.30	27	3.92
6	12.45	28	3.88
7	11.90	29	3.95
8	10.40	30	3.82
9	9.62	31	3.82
10	8.12		

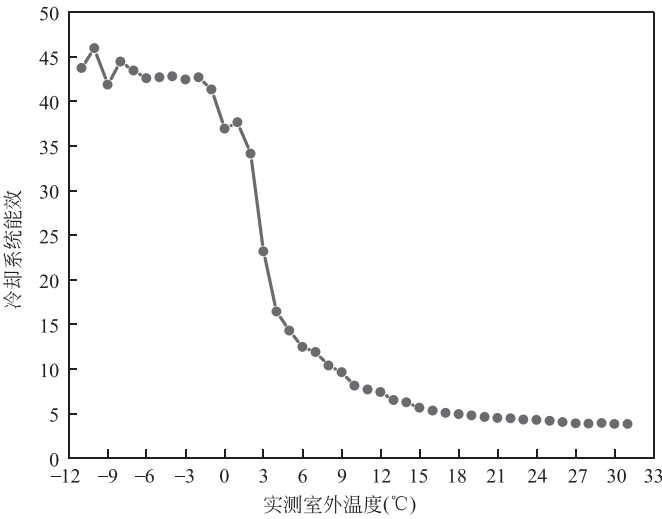


图 7.5-11 数据中心冷却系统能效曲线图

(3) 冷却系统全年能效评估测算

冷却系统全年能效根据测试结果和吉林当地气象数据分段拟合计算，拟合原则如下：

- 1) 根据逐时平均温度进行计算，低于-11℃的工况按-11℃计算；
- 2) 上下波动 0.5℃按同一温度看待，例如，-0.5~0.5℃均看作 0℃计算。

根据吉林当地气象参数统计逐时平均气温处于不同室外环境温度范围内的小时数（数据来源 DeST），如表 7.5-3 所示。

冷却系统能效拟合计算值 表 7.5-3

室外温度(℃)	小时数	室外温度(℃)	小时数
≤-11	1455	11	203
-10	140	12	191
-9	145	13	198
-8	167	14	200
-7	160	15	181
-6	156	16	245
-5	169	17	223
-4	175	18	239
-3	167	19	233
-2	167	20	237
-1	179	21	264
0	189	22	283
1	168	23	205
2	121	24	227
3	120	25	183
4	119	26	171
5	150	27	171
6	166	28	92
7	180	29	93
8	156	30	71
9	174	31	55
10	183		

则冷却系统全年能效 COP 为

冷却系统全年能效 $COP = \frac{8760}{\sum_{i=-11}^{31} H_i \frac{1}{COP_i}} = 8.71$ 。式中 i 表示室外温度， H 表示相应温

度下的小时数， COP_i 表示相应温度下的系统能效。

(4) 数据中心的全年 PUE 值

数据中心的全年 PUE 值可根据公式： $PUE=1+1/\text{冷却系能效}+\text{供电系统的损耗}$ 。

数据中心供电系统指的是从市电变压器、发电机组之后，包括 ATS 自动切换开关、配电系统、UPS、供电电缆等环节。因此，供电系统的损耗通常由 ATS 开关损耗、低压配电系统损耗、供电电缆损耗及 UPS 损耗组成。其中，ATS 开关损耗、低压配电系统损

耗、供电电缆损耗很小，统计数据表明为 1% ~ 3%，可取中间值 2%，即 0.02。由于数据中心 UPS 的效率为 98.2%，因此 UPS 损耗就等于 $1.8/98.2$ ，即 0.0183。

因此，根据上述方法可知，全年 $PUE = 1 + 1/8.71 + 0.0183 + 0.02 = 1.15$ 。

7.5.4 小结

该数据中心机房位于吉林省吉林市丰满区，采用热管-蒸气压缩复合冷却系统。

该数据中心在室外温度较低时利用热管模式大幅度提高机房内与室外的输配系数；在过渡时间段利用换热器和变频压缩机实现无级切换在保障末端安全条件下提高免费冷源的利用量；在机房内利用背板、列间空调提高机房内的输配系数。

通过测试计算，此数据中心机房的冷却系统全年能效 COP 为 8.71，全年 PUE 为 1.15。