

关于芯片级高热流密度发热，表 3.7-1 中给出了国际电力与电子工程领域权威机构 IEEE/IDRS 于 2017 年发布的服务器用 CPU 芯片的特性预测^[15]，随着封装密度的不断提高（封装密度<7nm，CPU 核心>50，晶体管>100M/mm²），预计在今后 5 年内芯片级发热量将增长为当前的 1.5 倍，并且随着封装密度的进一步提高（2025 年后，gate<3nm，cores>70），增长率呈显著加大趋势。

高密度封装 CPU 芯片的性能预测（IEEE/IDRS Roadmap 2017）表 3.7-1

	2017	2018	2020	2022	2024	2026	2028	2030
CPU 核心/Cores	28	32	42	50	58	66	70	70
封装密度/gace(nm)	10	10	7	5	3	2.5	2.1	1.5
传送速率/Frequency(GHz)	2.50	2.75	3.10	3.30	3.50	3.70	3.90	4.1
芯片发热/Sooket(W)	205	215	237	262	288	318	351	387

同时，如图 3.7-1 所示，由于芯片自身特征尺寸（表面积）的不断缩小，更导致了芯片表面热流密度的剧烈增大，与当前高性能服务器用 CPU 芯片的表面平均热流密度大约为 30~50W/cm² 相比，预测 5 年后将达到 100~150W/cm² 以上。另一方面，对于许多 AI 装置和超级计算机用高性能封装芯片来说，由于大容量存储及控制元件的加入，其封装尺寸和总发热量会大幅度超过表 3.7-1 所示的数值，预计近几年内 CPU 或 GPU 封装芯片的发热量将达到 500~700W 甚至更高的水平。

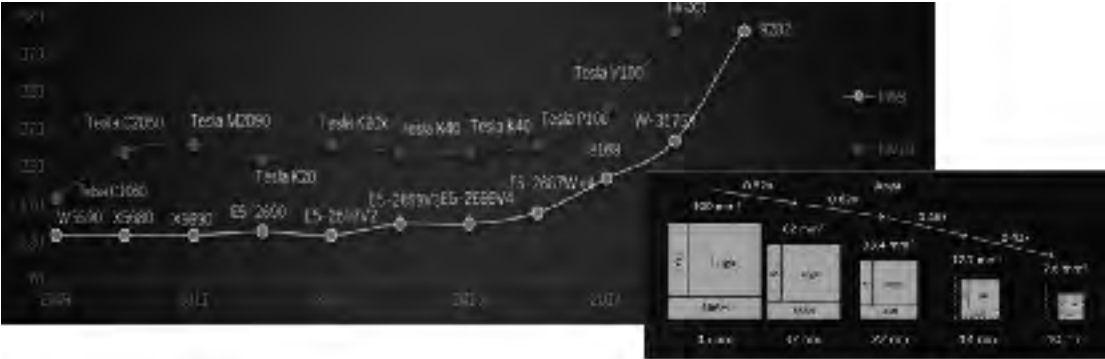


图 3.7-1 高性能 CPU/GPU 芯片消费电力（发热量）与特性尺寸（表面积）的变化（预测）

对于装置级容型高密度放热，图 3.7-2 给出了数据中心内单机柜服务器装置放热量（电力消费）的增长趋势预测^[10]，随着高性能元件和高密度封装技术的快速发展，与当前高性能装置放热量约 15kW 相比，预计到 2025 年将增长 3 倍以上达到 60kW，远远超过前面所述相关行业所考虑的 12~25kW 的空冷极限。

作为水冷装置及系统的设计实例，表 3.7-2 归纳了富士通近年推出的两代水冷超算系统（FX10/2012 年，FX100/2015 年）的机柜放热量与运行参数。

在相隔 3 年的期间里，从冷却能力到运行效率等方面都表现出很大幅度的增长和改善。此外，从前面提到 2019 年 11 月发布的最新世界超算排行榜中也可以看到，排名前列大规模系统的机柜放热量都超过了 50kW，而且均采用了不同形式的液冷方式。

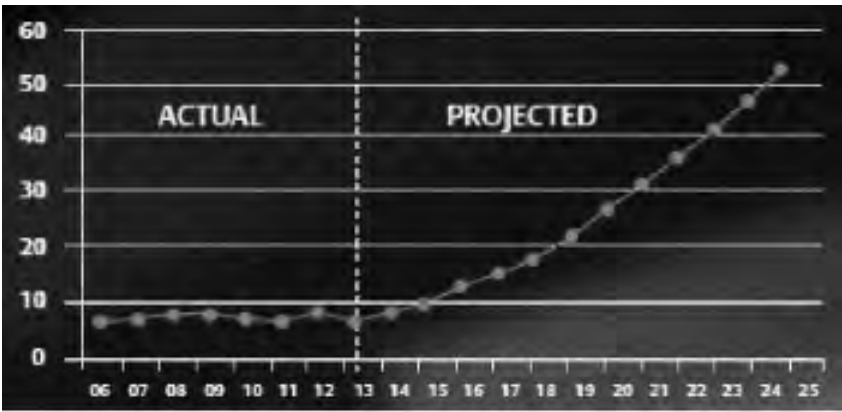


图 3.7-2 ICT 装置/机柜消费电力（放热量）变化趋势的预测

超算系统 Fujitsu PRIMEHPC FX10 和 FX100 的机柜水冷概要 表 3.7-2

超算系统	CPU 电力	机柜电力	CPU 冷却水	机柜冷却水	冷却形式
FX10/2012 年	143W	16kW	0.8L/min	42L/min	水冷 60%+空冷 40%
FX100/2015 年	280W	70kW	0.5L/min	120L/min	水冷 90%+空冷 10%

另一方面，高密度封装技术的发展不仅大力推动了从芯片到装置的数据处理和信息传递能力，而且还与运算效率紧密相关，如图 3.7-3 所示^[16]，IBM 的科学家们在归纳了一部分超算系统的单位能源运算速率（Computing efficiency, ops/J）与单位容积运算速率（Computing density, ops/s-L）的关系后，发现两者是呈对数比例相互增长，并且可以延伸到生物体的脑代谢与容积率关系。其中，单位容积运算速率直接代表了从芯片到装置的封装密度，由此可以预测高密度封装技术的发展同时也促进了 ICT 装置及系统运算与处理能源效率的提高。

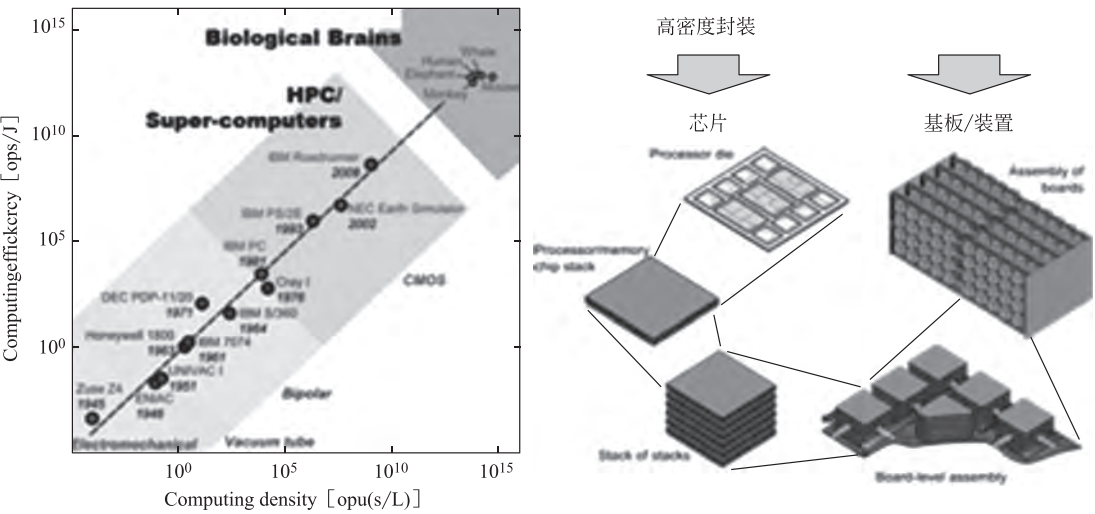


图 3.7-3 大规模计算机装置的运算效率与封装密度的关系（推测）

作为基板高密度封装的设计实例，图 3.7-4 给出了富士通超算系统 FX100（2016 年）和 IBM 超算系统 Summit（2019 年 11 月，No. 1/TOP500）的基板封装和水冷构造^[17]。

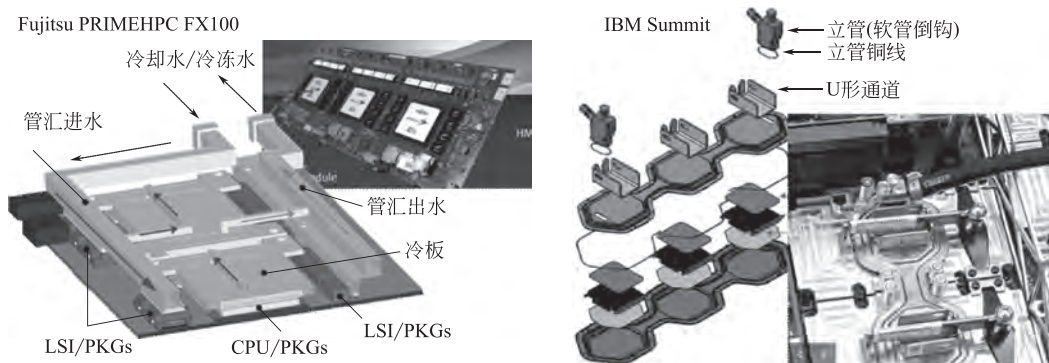


图 3.7-4 水冷超算系统的高密度封装基板（Fujitsu FX100，IBM Summit）

在 FX100 的每个 CPU 芯片封装周围，密集设置了包括存储、供电和光传送等数十个电子元件，为了提高冷却效率，除了水冷板覆盖的 CPU 芯片和存储元件之外，冷却水进出和分配管表面也根据内部水温变化被匹配用来针对电源和光传送等其他元件的冷却。在 Summit 的基板上，更是超高密度地封装了 2 个 CPU 和 6 个 GPU 高性能组件（每个发热量大约 300W），由于基板上已经没有空间可以设置各个冷水板的固定构造，在封装设计上创造性地将 3 个 GPU 用水冷板构成一体，通过表面加压方式实现了安定可靠的架构和冷却。

3.8 对应于不断提高的能源利用效率要求，降低 ICT 装置和设施环境冷却用电力消费

在传统空冷方式的数据中心中，ICT 装置和其他存储及电源设备的耗电约占总电力消耗的 40%~50%，其电力消费的分布概要如图 3-16 所示，包括装置和设施在内的冷却耗电约占总消费电力的 40%。其中，冷冻设施的耗电约占冷却耗电的 50%，室内空调耗电约占冷却耗电的 30%。

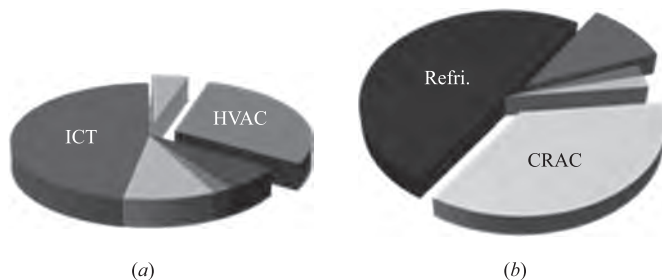


图 3.8-1 数据中心内电力消费基本构成

(a) 数据中心电力消费概要；(b) 数据中心内冷却电力消费概要

由于大幅度减少了室内空调和机柜风扇的使用，如上所述，与风冷相比，液冷方式原

则上可以减少大约 40% 的冷却电力消费，由此，更进一步的节能目标是减少甚至消除冷冻设施用电，采用与环境自然换热相对高温的冷却水实现液冷方式的高性能换热特性也使得在满足 CPU 等电子元件同样温度要求的前提下，考虑采用相对高温冷却水的手段来消除数据中心冷冻设施的使用，达到减少冷冻机电力消费从而提高系统能源效率目的。

参考图 3.8-2，针对一台薄型服务器（厚度 1U，约 44.5mm）内 150W CPU 芯片的冷却，为保证芯片内部最高温度（T-junction）低于 80℃，空冷方式时，需要空气进口温度低于 27℃，而采用水冷方式时，进口水温只要低于 65℃即可满足要求。对于通常的数据中心来说，要获得 27℃ 的冷风需要冷冻设施驱动室内空调，而要获得 65℃ 的高温冷却水则可以通过与外界环境的直接换热来实现，不需要启动冷冻设施。冷冻设施的电力消费通常占了冷却耗电总量的 40% 以上，由此可见，液冷如采用提高冷却液温度的方式可以大幅度降低数据中心的能耗，提高系统能源利用效率。

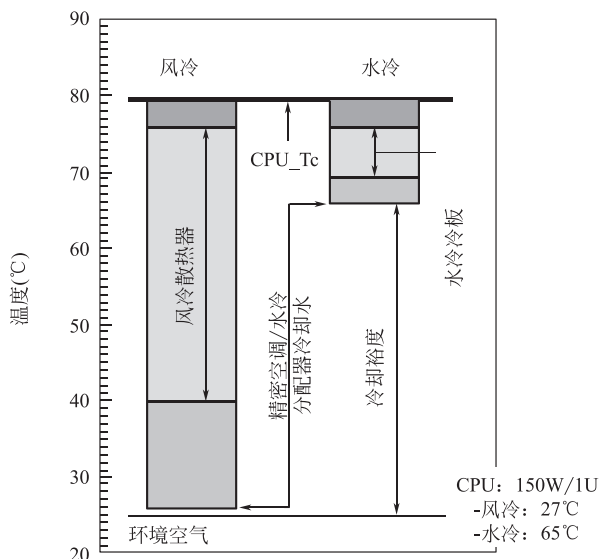


图 3.8-2 空冷与液冷方式冷却能力的比较

与能源利用效率的改善相联系，以美国数据中心近年来的电力消费状况以及今后的变化趋势^[18] 为例，图 3.8-3 归纳了在这份 2014 年底发布的报告中，根据实际统计发现 2008 年前后的消费增长率从之前的将近 15% 降低到 4%，原因被认为是由于当时经济发展减缓而造成的对包括服务器在内数据中心行业投资的减少。2010 年以后，尽管 ICT 及数据中心行业重新得到了快速发展，但相关电力消费的增长率却进一步降低到 2% 以下，其主要原因则被认为是包括 ICT 装置和数据中心在内能源利用效率大幅度提高的效果，其中，高密度封装技术的推进和液冷技术的应用从装置和设施两方面起到了非常重要的促进作用。如图中所示，如果没有能源利用效率的改善，2010 年以后的电力消费将按照点划虚线增长，到 2018 年将达到实际消费的 2.5 倍以上。

图 3.8-3 同时显示出数据中心的电力消费主要由装置和设施两部分组成，如上分析，液冷技术的应用和创新促进了高密度封装技术的发展，进而保证了装置方面电力消费的大幅度降低，同时，空调和冷却用电力消费的大幅度降低也使得液冷方式对数据中心整体能

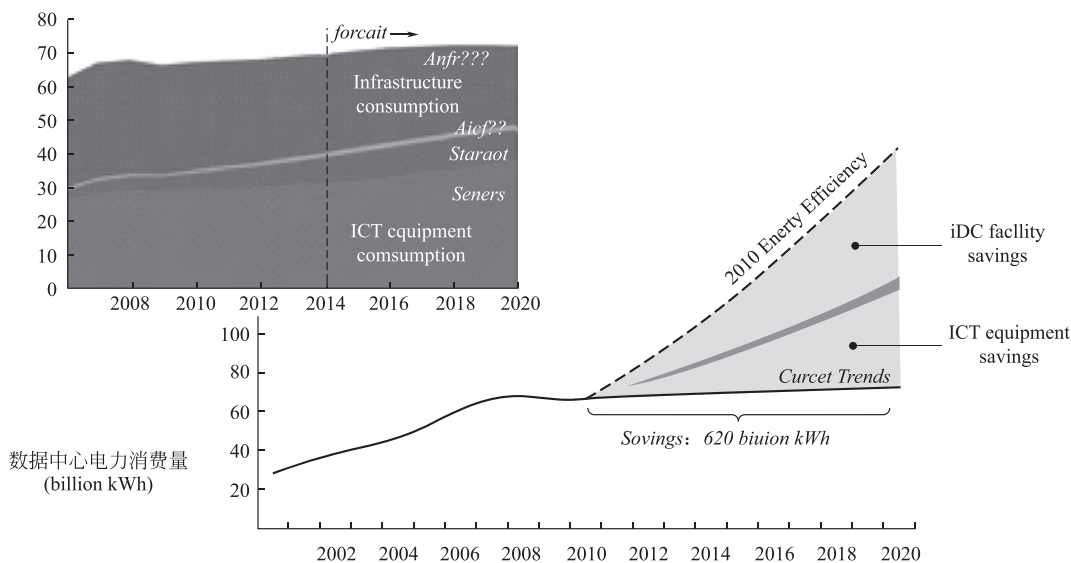


图 3.8-3 美国数据中心电力消费统计（2014）与预测（2020）

源效率的提高做出了重要贡献。

3.9 液/气双通道散热数据中心（中国移动南方基地） 典型案例介绍^[3-19]

该案例就是前述 3.5.1 节间接式热管水冷散热形式，主要对 CPU 芯片进行液冷，其他如内存条等发热部件仍然采用风冷。

案例名称：液/气双通道散热数据中心

本案例数据中心机房面积为 300m²，地处广东省广州市天河区。首期建设规模为 1 个微模块，共设计 14 个液冷服务器机柜，单机柜装机功率为 6kW，单机柜部署 15 台液冷服务器，总装机数量为 210 台液冷服务器；其余 3 个网络设备机柜，单机柜装机功率为 3kW。

1. 冷却系统形式

针对 CPU 等高热流密度芯片采用冷板式液冷技术散热，对其他低热流密度芯片则采用气冷技术散热。因此，结合两种制冷方式在数据中心形成了液/气双通道散热系统。冷却系统原理如图 3.9-1 所示。

2. 液冷散热系统

液冷散热系统是由热管水冷服务器、液冷分配单元、内/外循环管路、自然冷却单元和液冷温控单元组成的液冷循环散热系统。本案例液冷通道设计制冷量为 45kW，采用 1 主 1 备设计。

(1) 热管水冷服务器

热管水冷服务器是一种安装了水冷式热管散热器的服务器，其中热管与 CPU 芯片表面接触，将 CPU 的发热量收集并传导至水冷板，再通过水流从水冷板带走热量。本案例

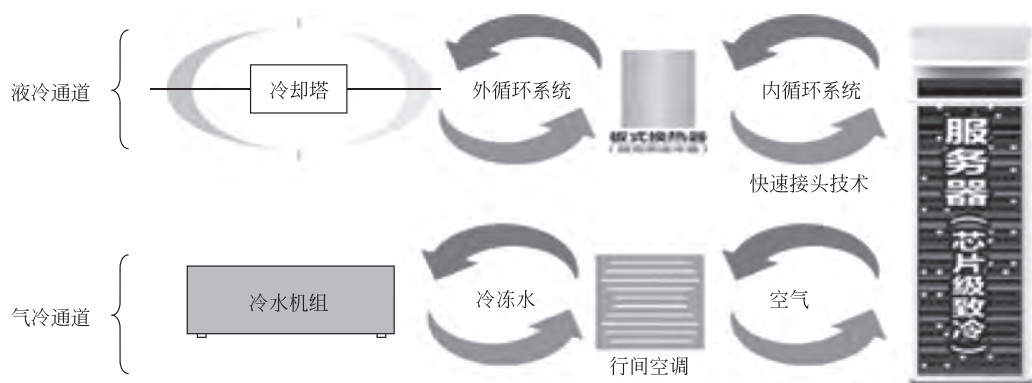


图 3.9-1 冷却系统原理图

中服务器单个 CPU 的散热设计功耗为 105W，单根热管的导热能力为 60W，因此每路 CPU 配置 2+1（热管组合方式）根热管。

（2）液冷分配单元

液冷分配单元向各服务器的水冷式热管散热器均匀分配水量，由不锈钢立式歧管、高承压柔性软管和可插拔逆止防漏快速接头组成。本案例采用门框式设计，与机柜匹配安装。

（3）自然冷却单元

将室内水循环带来的热量通过自然冷却方式释放到外界环境中去。本案例基于经济性考虑，采用开式冷却塔。

（4）内/外循环管路

内/外循环管路是连接液冷分配单元和自然冷却单元的两级循环管路。内循环管路采用双环管同程设计，具备环路单点故障隔离功能，管路中采用去离子水保证水质。外循环管路与自然冷却单元均采用 1 主 1 备设计，并配置变频水泵和补液装置。

（5）液冷温控单元

液冷温控单元由板式换热器、内循环变频水泵、补液定压装置和控制系统等组成，实现内、外循环系统隔离，以及对液冷通道的水温、水流量、水压的智能监控等功能。其控制基本逻辑为调节外循环水泵频率控制内循环的出水温度，调节内循环水泵频率控制内循环的供回水压差，通过设置合适的出水温度和供回水压差，从而保证各热管水冷服务器满足高效散热要求。同时，控制系统具备了故障自动切换、计划性轮换、来电自启动等智能化功能。

3. 空气冷却散热系统

该系统通过气体循环通道封闭和行间空调形成的气冷循环散热和湿度调节系统，解决液冷散热无法带走的其余元器件发热量，并保持机房环境处于合适的湿度。通过提高空调送风温度至 30℃，降低气冷散热系统能耗。本案例中，气冷散热系统配置 4 台行间制冷空调并封闭冷通道，每台空调制冷量为 20kW，采用 3 主 1 备设计。

通过智能化系统对 IT 设备、冷却系统的功率、散热量进行监测，记录数据如表 3.9-1 所示

智能化系统监测数据

表 3.9-1

IT 设备功率（kW）		双通道散热系统	机柜	供水温度（℃）	回水温度（℃）	流量（m³/h）	散热量（kW）	功率（kW）
23.39	CPU：14.29	液冷散热系统	A09	29.98	34.08	0.59	13.99	0.93
			A11	29.98	34.35	0.59		
			B08	29.98	34.42	0.57		
			B09	29.98	34.76	0.56		
			B11	29.98	33.95	0.45		
	其余：9.1	气冷散热系统	行级空调	8.88	13.51	1.46	7.89	2.12

从表 3.9-1 数据可知,在服务器满载压测情况下,液冷散热系统带走的热量占总发热量约 60%,气冷散热系统带走的热量占比约 40%,整体冷却系统的实际运行能效=IT 设备耗电/制冷设备耗电=23.39/3.05=7.67。

参 考 文 献

- [1] 诸凯. 冷却电子芯片的平板热管散热器传热性能研究 [J]. 制冷学报, 2007, 28 (6), 18-22.
- [2] 王彬, 诸凯, 魏杰. 不同翅柱结构的水冷芯片散热器散热与流动性能实验研究 [J]. 化工进展, 2017, 36 (6): 2031-2037.
- [3] 诸凯. 高热流密度器件热控制实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30 (10), 1707-1709.
- [4] 王建惠, 诸凯. 两种高性能芯片散热器换热性能比较研究 [J]. 低温与超导, 2014, 42 (3), 40-43.
- [5] 诸凯. 芯片冷却用热管散热器的数值模拟研究 [J]. 低温与超导, 2009, 37 (7), 48-54.
- [6] 诸凯. 高性能热管散热器的实验研究与数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2010, 31 (11), 1945-1947.
- [7] 张莹, 诸凯. 用于大型服务器 CPU 冷却的散热器性能研究 [J]. 流体机械, 2012, 40 (12), 62-65.
- [8] 杨洋, 诸凯, 魏杰, 等. Heat Dissipation Performance Analysis of High Heat Flux Radiator [C]. 9th International Conference Green Power, 2014, Tianjin.
- [9] Emerson Network Power Report. Data Center 2025: Exploring the Possibilities [R]. 2014.
- [10] Wei J. Liquid cooling, opportunities & challenges toward effective and efficient applications [C]. IEEE CPMT Symposium, Kyoto, Japan, Nov. 18-20, 2019.
- [11] Wei J. Liquid Cooling for HPC Applications. ECTC2015, San Diego, USA, May 28-30, 2015.
- [12] 诸凯, 王华峰, 王建惠, 等. 带有强化换热结构的芯片散热器实验研究与数值模拟 [J]. 制冷学报, 2015, 36 (2): 46-51.
- [13] Yang Y, Zhu K, Wei J. Experimental investigation and visual observation of a vapor-liquid separated flat loop heat pipe evaporator [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 101 (25): 71-78.
- [14] 诸凯, 王彬, 魏杰. 用于芯片冷却的重力式热管散热器实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2017, 36 (8): 1111-1115.
- [15] Neudorfer. Liquid Cooling Technology Update. The Green Grid Report, 2017.
- [16] Ruch P. Toward five-dimensional scaling: How density improves efficiency in future computers [J]. IBM J. RES & DEV, Vol. 55, 2011.
- [17] Wei J. Strategies and Technologies in Cooling of Data-center Computer Equipment & Systems, IHTC-16, Beijing, China, Aug. 10-15, 2018.
- [18] Shehabi A. United States Data Center Energy Usage Report [R]. LBNL, June 2016.
- [19] 中国移动南方基地. 高效冷却数据中心典型案例评选材料 [R]. 2019, 12.

第 4 章 空调空气冷却形式

目前国内数据中心的项目中，单机柜功耗绝大多数还是在 20kW 以下，采用空气冷却系统的项目服务器数量为多数，也是目前主流冷却方式。本章节所说的空气冷却系统指以空气为传热介质把服务器中芯片的热量导出，与民用建筑空调系统设计的风冷却系统不是一个概念。

随着 IT 服务器单机柜功耗逐步增大，数据中心的能耗尤其是空调系统能耗越来越大，引起政府主管部门和建设单位的高度重视，从国家到地方主管部门，近年相继出台一系列政策，鼓励数据中心建设采用节能措施，提高能源利用效率，尤其是空调系统冷却效率更是从业人员关注重点。本章节叙述数据中心的空气冷却方式从房间级、列间级到机柜级的发展变化特点，与 IT 服务器设备协调配置，提高机房送回风温度、提高冷水供回温度对系统节能的贡献，在满载负荷、初期负荷、部分负荷时的节能设计运行策略。

4.1 空气冷却系统类型及特点

空气冷却系统类型主要是以机房气流组织形式、空调末端冷却布置位置作为划分依据。空调末端是把 IT 服务器散热带出机柜、机房的第一个热交换设备，只有先把热量带出机房，然后才能再通过其他换热环节把热量排至室外大气。空调末端换热效率的高低以及是否合理，对整个空调系统能效影响较大。根据 IT 机柜散热量，快速均匀地按需向机柜提供冷却风量是空调末端形式配置的原则，也是服务器空气冷却效果评价的重要标准。

4.1.1 房间级冷却方式

早期建设的数据中心 IT 服务器单机柜功耗比较低，大多在 1~2kW/机架，每个数据中心机柜数量及机房面积均较小，空调总体负荷不大；从事数据中心建设行业的各专业之间相互不了解，各专业之间沟通协作意识比较差，各自为战，机房冷却 IT 服务器的方式为粗放型，规范标准对 IT 服务器的冷却要求过于简单，只是对机房环境温度提一个标准。在《数据中心设计规范》GB50174-2017 的附录 1 技术要求 A、B 房级机房工作环境温湿度标准为 $(23 \pm 1)^\circ\text{C}$ ，相对湿度为 40%~55%，一般都采用房间级空调室内机冷却方式。房间级空调室内机冷却方式冷却过程为：经过空调室内机冷却处理的低温风，通过架空地板、地板风口送入机房和机柜，然后由机柜内自带的风机吸入机柜，冷却机柜，高温空气排出机柜，通过机房上部回到空调室内机进行冷却处理循环使用。机房内气流组织见图 4.1-1。

由于空调室内机布置位置、台数、送风距离等原因，在实际项目中会造成机房内送风气流组织不均匀、送回风混合现象，机房内区域温差为 3~5℃，为保证最不利点的机房温度，其他部位送风温度比较低。一般机房回风温度在 24℃ 以下，送风温度在 14℃ 左右，由此就要求冷冻水供水温度比较低，能利用自然冷源的时间相对较少，这就造成空调冷却

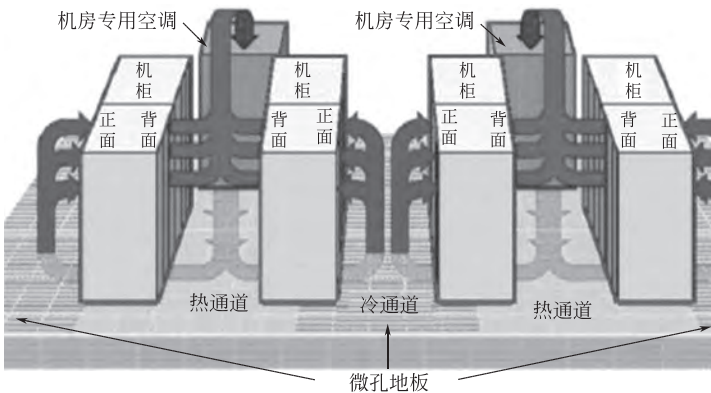


图 4.1-1 房间级机房气流组织示意图

系统的能效比较低。因早期建设的数据中心单体体量不大，冷却能耗总量也不是很大，冷却方式带来的能源浪费没有引起数据中心行业的高度关注。随着数据中心 IT 服务器单机柜功耗的增加，服务器功率到了 3~5kW 时，如采用这种粗放性的气流组织使机房内区域温差进一步加大，使得要求的送风温度进一步降低，影响整个空调系统冷却效率。为了提高送风温度，就必须减少机房区域温差。这就要对 IT 服务器机柜进行气流管理限制，采用封闭冷通道措施，把低温空气限制在冷通道（也称冷池）内，避免了和回风高温空气混合。送入机房的冷空气先进入冷通道，然后通过服务器机柜吸收热量，温升后排到机房内，避免冷热空气混合的现象。采用这样方式后，机房送风温度可以提高到 20℃ 甚至更高，冷水系统的供水温度随之也提高到 15℃，封闭冷通道机房气流组织示意图见图 4.1-2。

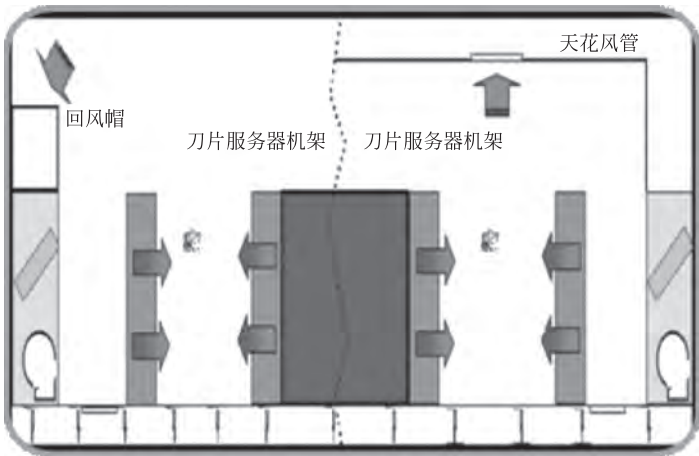


图 4.1-2 房间级封闭冷通道机房气流组织示意图

封闭冷通道只能通过有效减少区域温差、适当提高送风温度，保持机房大环境在比较合理的温度范围。如需进一步提高送风温度，封闭冷通道方式无法满足要求，需要采用封闭热通道方式。封闭热通道，整个机房环境温度基本等同送风温度，排风温度可以达到 37℃ 以上，目前有案例到 41℃。这就有效地延长了自然冷源的使用时间，空调系统整体冷却效率提高、能耗降低。房间级封闭热通道机房气流组织示意图见图 4.1-3。

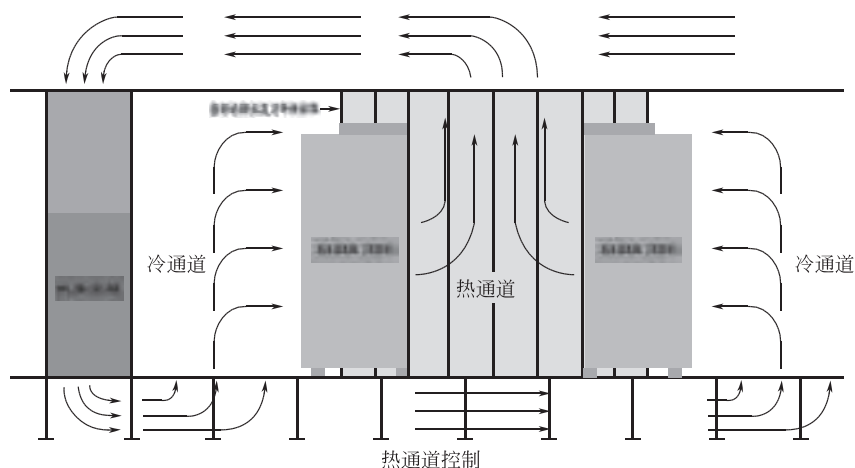


图 4.1-3 房间级封闭热通道机房气流组织示意图

随着近几年数据中心的发展，为了提高空调冷却系统的冷却效率，在室外空气质量符合要求、常年室外气温较低、气候干燥的地区，使用自然室外低温空气作为冷却系统的主冷源、机械制冷作为补充冷源的新风蒸发冷却系统也是房间级空调的一种形式。气流组织特点是封闭热通道，送风方式采用侧送、上部回风方式，气流组织示意图见图 4.1-4。

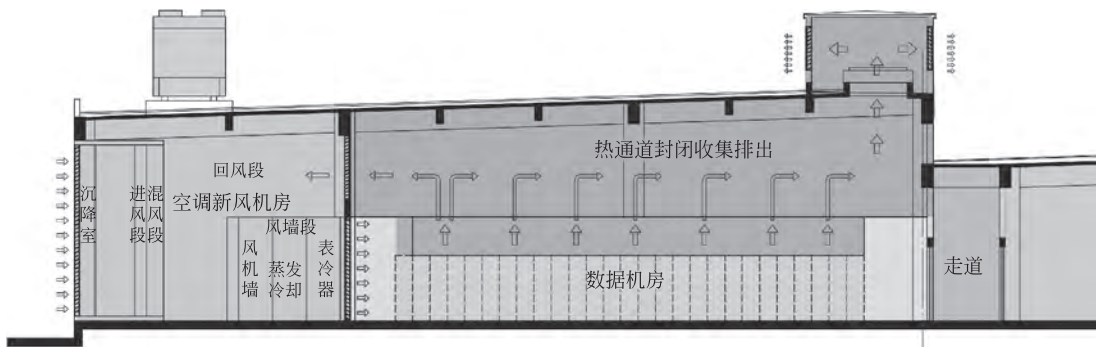


图 4.1-4 新风房间级机房气流组织示意图

根据室外空气自然冷源的使用方式，可分为新风直接供冷风系统和间接供冷风系统。

直接供冷风系统原理如图 4.1-4 所示，将室外处理过的低温空气直接引入数据机房，实现机房降温，然后通过排风机将数据中心机房内部的热量排出至机房或室外。新风空气处理机组由过滤段、新回风混合段、温湿度处理段（蒸发冷却、表冷器）、风机段等组成，形式可为组合式空调机组形式或风墙形式。直接供冷风系统受雨雪、风沙、雾霾等天气的影响较大，空气温湿度及洁净度较难控制，系统需要不定期的清洗和更换过滤网，在室外空气条件不佳的地区维护工作量较大；并且空气处理机组或风墙占地面积较大，需要相应的建筑条件配合。因此直接供冷风系统仅适合于少数全年室外气温较低且空气品质较好的地区，一般情况下都不宜采用。

间接供冷风系统中室外新风不直接进入数据中心机房，其通过与室内空气热交换带走机房内服务器产生的热量，主要应用形式包括转轮换热新风空调系统和间接蒸发冷却空调

系统等。

转轮换热新风冷却系统与直接使用自然冷源的新风空调系统相比，价格较贵，冷却效率有限，且体积庞大，目前在数据中心中应用案例较少。

间接蒸发冷却空调系统指机房室内回风与室外新风间接接触进行显热交换的空调冷却系统。室外新风通过间接蒸发冷却方式进行冷却降温，再与机房热通道内高温回风进行热交换，机房热通道的回风冷却后被送回机房冷通道。间接蒸发冷却空调系统室内空气不与室外空气接触，因此不受室外环境空气质量的影响，过滤器维护成本较低，目前间接蒸发冷却空调系统在数据中心建设中受到一定关注，最近几年使用的案例数量增长较快。这种系统空调机组占地面积较大，需要相应的建筑条件配合，同时，间接蒸发冷却空调机组室外集中布置时还要考虑局部热岛效应等问题，应在设计建设时协调考虑。以上讨论的间接蒸发冷却方式可获得的冷源温度一般不低于当时室外空气的湿球温度，因此在湿球温度接近室外干球温度的潮湿地区，这种方式并不适用。

根据最近几年数据中心建设应用统计，目前数据中心单机柜功耗低于 3kW 的很少，采用房间级空调冷却的实际案例基本为封闭冷（热）通道方式，其具备成本低、建设速度快、运行维护方便、调整灵活、适用客户范围广的特点，目前还是常采用的形式。

采用封闭热通道方可以提高机房送回风温度，延长自然冷源使用时间，是房间级空调方式的发展趋势。随着政府对数据中心能效 PUE 值限定越来越严，采用的会越来越多。

4.1.2 列（行）间级冷却方式

当 IT 服务器单机柜功耗进一步增加到 6kW 以上，采用房间级冷却方式时，按照冷通道内送风均匀温差小的要求，送给每个机柜风量因风速和面积限制，不能快速有效满足机柜的散热需求，列间级机房气流组织应用应运而生。列间级气流组织与房间级的最大区别就是以两列机柜形成独立的微模块为冷却单元，按照模块内的 IT 服务器散热总需求，配置空调室内机末端。空调末端直接布置机柜列内，按照机柜散热需求配置台数和单台容量，保证在短距离、短时间把低温空气直接送到机柜带走热量，高温空气从机柜的出风背面直接回至列间空调末端，然后进行冷却处理循环使用。列间级气流组织示意图见图 4.1-5。

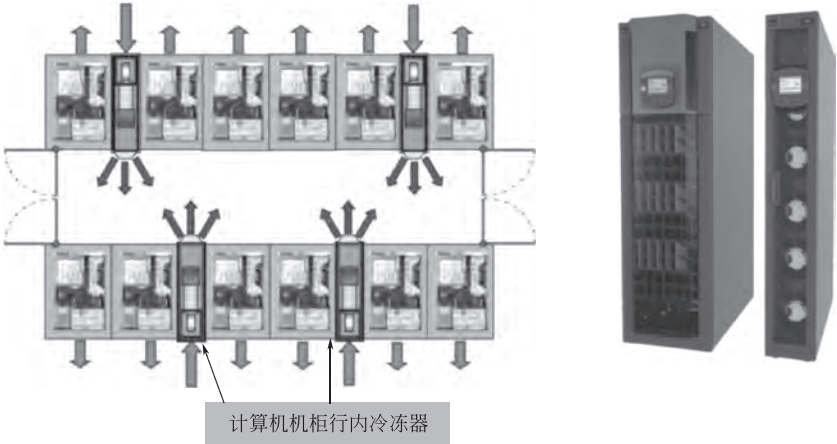


图 4.1-5 机房列间级气流组织示意图

与房间级冷却方式相比，具有下述优点：

(1) 列间级冷却方式因空气冷却单元颗粒度减小，行间级空调冷却的末端可以真正实现大风量小温差的理念，干工况运行（无冷冻除湿功能），不需要再热（降低温度控制精度）和加湿，一般机房内采用温湿度独立控制，行间级空调冷却系统的末端设备负责机房温度的控制，湿度有独立设置的加湿系统承担。避免了房间级机房末端因环境区域温差大，造成末端空调设备运行出现恶性竞争的运行方式（部分末端降温、部分末端升温；或部分末端除湿、部分末端加湿），因送风距离短、风机功耗降低，温湿度控制合理有效，有效提高空调系统整体效率。

(2) 从机房建设来看，列间级冷却方式可以降低活动地板高度或者取消活动地板，降低机房层高标准；同样 IT 总功耗的条件下，减少机房建筑面积；在客户不明确的条件下，因其机房气流组织的单元颗粒度小，每次启用一个单元模块即可，更适合分期分批建设。

列间级冷却方式：对于中高功耗的机房单机柜在 6~15kW 之间的数据中心，因其技术成熟、投资较合理、冷却系统整体效率较高、性价比高的优点，成为目前工程常用的气流组织形式。

4.1.3 机柜级冷却方式

IT 服务器单机柜功耗的进一步增加到 10kW 以上时，服务器的散热需求、送风量及散热速度也越来越高，列间级冷却方式冷却机柜不能做到对每台机柜都能及时快速按需冷却，机柜散热出现不均匀现象。机柜级空调以单个机柜热量为冷却单元，是解决高密机柜有效快速冷却的一种方式，机柜级气流组织是对于每个机柜真正做到按需要配置空调末端。空调末端形式以背板为代表，背板是把空调末端换热装置制造成宽度和高度与机柜面板的尺寸一致，按安装位置分为前背板和后背板，实际应用中绝大多数采用后背板方式，机柜原有的后面板取消，把背板式空调末端安装在机柜的后面与机柜成一体。机房低温空气在机柜内部设备风扇的作用下，被吸入机柜并对设备进行降温，吸热后的空气流向安装在机柜背部的背板，经背板冷却处理后，送回至机房内循环冷却使用。背板式机柜级冷却气流组织见图 4.1-6。

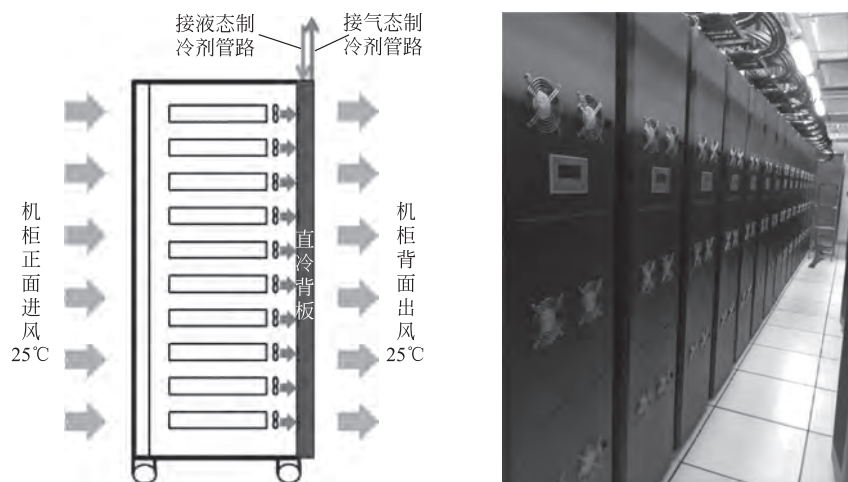


图 4.1-6 机房机柜级气流组织示意图

与其他形式的末端空调相比，背板空调技术有诸多优点。

(1) 背板空调的冷却盘管更贴近热源，背板送风距离更短，经过机柜内芯片加热了的空气直接进入背板冷却器，彻底避免了与机房内冷风的掺混，因此使得进入冷却器的温度更高，这为提高冷冻水供、回水温度提供了条件。延长自然冷源使用时间，降低数据中心机房的空调能耗，比其他空气冷却方式更节能。

(2) 避免了局部热点。数据中心里机柜内是最大的发热区域，不同的设备发热量也不同，造成了不同机柜内部和周围的温度有很大差别，这导致局部温度不均匀。背板空调由于紧挨着机柜，安装在每个机柜的背面，一对一冷却设备，直接对局部热点进行降温，达到消除局部热点的目的。

(3) 背板与机柜合二为一，空调末端送风距离短，风路压降小，风机功耗低。有些产品本身不带风机，靠机柜风扇的动力循环空气，风机耗功更低。

(4) 背板空调占用空间小，不需要再放置额外的空调设备，也取消架空地板，降低层高，节省数据中心内部的空间，在寸土寸金的数据中心机房里，单位面积上可以放置更多的业务设备，将有效提升数据中心的机房利用率。采用房间和列间冷却时，为了获得好的冷却效果，机架需要采用“面对面、背对背”摆放，形成冷、热通道。当数据中心机房采用背板空调时，所有的通道都变成了冷通道，机架不再需要采用“面对面、背对背”摆放，可采用顺序摆放，在数据中心机房空间设计上更加灵活。

采用风冷却 IT 服务器的空调设备末端，无论采用哪种方式，其送回风温差都是根据服务器本身排风扇的排风能力设置，和其相匹配。空调末端的送风温差一般要小于服务器本身进出口温差，实际送风量略高于机组需要风量，这样可以有效地避免冷热风的掺混。否则如果空调末端供给的风量低于服务器自带风扇需要的风量，则必然产生回流导致冷热风掺混。当然，空调末端的送回风温差也不宜过小，否则风机能耗会大幅度增加。当服务器负荷低时，IT 服务器机柜自带的 EC 风机会自动调整转速，降低吸入机组的风量；负荷增加时，EC 风机会自动调高转速，增加进入机柜的风量，以满足冷却降温需要，如果采用背板式末端，空调冷却风量就有可能与服务器风量同步变化。服务器内空气的进出口温差一般在 $12\sim 15^{\circ}\text{C}$ ，主流空调末端产品的风系统送回风温差一般为 $10\sim 13^{\circ}\text{C}$ 。

4.2 冷却输配系统及冷源排热过程分析

数据中心房间级、列（行）间级和机柜级空调末端的空气冷却系统形式，在机房内通过风机驱动下的空气循环，可将服务器产生的热量传递给空调末端中的载冷剂，进而通过冷却输配系统和冷源设备将此部分热量排至室外环境，降低输配系统和冷源设备功耗可以有效提高空调冷却系统效率。本节将以应用较广泛的数据中心水冷冷冻水系统为例，对其冷却输配系统及冷源排热过程进行分析。

4.2.1 空调末端换热

在空调末端内，来自服务器的高温回风在风机驱动下与表冷器盘管内低温冷冻水进行热交换，并将冷空气送入机房，实现降温过程。在此换热过程中，最小换热端差指送风温度与供水温度之差和回风温度与回水温度之差这两个温差的小者。由于一般情况下送回风

温差大于供回水温差，因此送风温度与供水温度之差即为最小换热端差。

研究表明，空调末端表冷器盘管采用串联排布形式，可实现空气和冷冻水之间逆流换热，有利于降低最小换热端差，提高表冷器的换热效率，减小空调末端换热环节的温差损失。相比换热盘管多排并联形式，采用串联形式不会增加表冷器排数和风阻，表冷器盘管内水流速虽增加，导致水系统阻力增大，但由于冷冻水换热流程增长，供回水温差变大，在保证制冷量不变时，冷冻水系统流量降低，从而输配系统整体泵耗并不会显著增加。此外，随着冷冻水回水温度的升高，冷水机组蒸发温度提高，冷机 COP 有所提升。

目前业界实际工程项目中，主流厂家空调末端产品选取的冷冻水供回水温差设计值一般为 5~6℃，表冷器盘管排布方式大多采用 3~4 排管并联方式，此种排布方式可以降低空调末端的水系统阻力，但不利于减小最小换热端差，提高换热器效率。以房间级空调末端为例，表 4.2-1 为不同品牌空调末端在不同制冷量情况下的最小换热端差统计值，由表可知，目前主流空调厂家的房间级空调末端最小换热端差一般设计为 5~7℃。

房间级空调末端最小换热温差统计表 表 4.2-1

型号	40kW	60kW	80kW	100kW	120kW
品牌一	5.8℃	5.0℃	6.0℃	5.8℃	7.2℃
品牌二	6.1℃	6.5℃	6.1℃	5.8℃	6.1℃
品牌三	6.7℃	6.0℃	7.5℃	6.2℃	6.8℃
品牌四	5.2℃	5.1℃	5.2℃	5.2℃	5.2℃

注：工况为冷冻水供回水温度 14℃/19℃，空调末端回风干球温度 32℃。

从提高空调末端表冷器换热效率的角度出发，可以考虑优化风-水换热的匹配性、减小最小换热端差，实现方式为将空调末端表冷器的排布方式改为串联流程，实现风-水逆流换热，同时增大冷冻水供回水温差，但是目前主流空调末端厂家尚无该类产品，需进一步研究跟进表冷器串联形式对空调末端尺寸的要求和冷水机组对冷冻水供回水大温差的适应性。同时，数据中心建设为一项综合工程，装机率、产品产业化等也是重要经济指标，故在综合考虑空调末端占地面积、采购产品链成熟等因素的前提下，可尝试增大冷冻水供回水温差，以提高空调末端换热效率，推动空调末端产品产业链的优化发展。

4.2.2 冷冻水供回水温度

对于目前数据中心广泛采用的集中式空调系统，其冷冻水系统供回水温度对整个空调冷却系统自然冷源使用时间、系统的能耗影响比较大，是提高空调冷却系统全年效率、降低冷却系统能耗的重要因素，提高供水温度是最经济、最方便、最有效的一种节能方式。目前是大家在众多节能技术中首先要关注的。

提高冷冻水的供回水温度的优点如下：

（1）较高的冷冻水水温能够提高冷水机组的制冷效率。按照主流电动压缩式冷水机组厂家的经验参数，冷冻水温度每提升 1℃，冷机能效可提高 2%~3%左右，目前主流空调冷水主机厂家都在开发适用于数据中心大温差、小压比的高效冷水机主设备。

（2）提高冷冻水温度，使水温高于回风的露点温度，从而避免在表冷器上出现凝水，实现干工况运行，避免除湿和加湿。

(3) 对于自然冷源的利用,提高冷冻水温度,可增加自然冷源的利用时间。

同时,提高冷冻水的供回水温度也会带来下述不利影响:

(1) 相同空调末端配置条件下,冷冻水供回水温度的升高会使末端服务器设备的进出风温度升高。

(2) 相同热通道回风温度条件下,冷冻水供回水温度的升高会使送风温度提高,从而要求增加风量,这就需要配置更多的空调末端,造成风机能耗增加,空调末端造价升高。

数据中心的设计和建设,大家关注的重点往往集中在布置 IT 服务器的机房内,对于为 IT 设备机房提供电源保证的电力供配电类的房间往往被忽视,数据中心的供配电类的房间大小与建设标准和单机柜功耗有关,约为 IT 机房面积的一半左右,虽然面积占比比较大,但是因其散热量比较少,没有引起重视。这类机房由于设备尺寸及布局等问题影响,无法进行冷热通道隔离,通常采用房间级空调末端直接送风,易造成冷热掺混。为避免这些机房的温度过高,需要降低整个空调冷冻水系统的水温。但目前设计一般和数据机房共用一套冷冻水系统,对此,应综合考虑不同类型房间的空调末端形式及出风温度需求,对冷冻水供回水温度进行合理设计。通过对电力供配电机房优化气流组织、就近送风等措施可以有效避免冷热掺混,不影响整个数据中心空调系统的冷水供水温度,从而提高空调系统能效。

在保证 IT 安全运行条件下,近年来,新建数据中心冷冻水供回水温度呈现逐步提升的趋势,冷水供水温度由最早期的 7°C ,提高到 10°C 、 12°C ,今年 $14\sim 15^{\circ}\text{C}$ 成了大家比较认可与接受的供水温度,供水温度高于 15°C 的高温水冷却系统也开始在一些项目中使用。

4.2.3 板式换热器换热

数据中心水冷冷冻水型空调系统设有水-水板式换热器,当室外湿球温度低于系统自然冷却设定值时,可以将冷却塔出水通过自然冷却板换与冷冻水回水进行换热,关闭或部分关闭冷水机组从而实现节能。在自然冷却过程中,板式换热器两侧流体的换热温差是这个传热过程的驱动力。板式换热器要求的换热温差越低,可利用自然冷却的时间越长。在同等板型、K 值的情况下,板式换热器换热面积越大,换热温差越小;而随着板式换热器换热面积的增加,其初投资也增大。一般换热温差由 2°C 减为 1°C ,板式换热器的投资将增加近一倍。目前多数数据中心项目中板式换热器的换热温差取值为 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$,在投资允许情况下,此换热温差可取低值以充分利用自然冷源。

4.2.4 冷却塔换热

水冷冷水机组+开式冷却塔+板式换热器的冷源形式,因其技术成熟、投资低、节能效果良好、性价比较好,是目前数据中心空调冷却系统采用比较多的一种形式。图 4.2-1 为典型的利用冷却塔供水的水冷型空调系统示意图,其中包含空调末端、水泵、冷水机组、板式换热器及冷却塔等设备,在实际运行中,可根据室外气象条件的变化,通过管路电磁阀的调节实现三种不同的制冷模式。第一种为利用压缩机制冷,第二种为利用冷却塔+板式换热器实现完全自然冷却,第三种为利用压缩机制冷+冷却塔+板式换热器实现部分自然冷却。

室外大气湿球温度是决定冷却塔供水提供水温能力的制约条件。湿球温度代表某一地

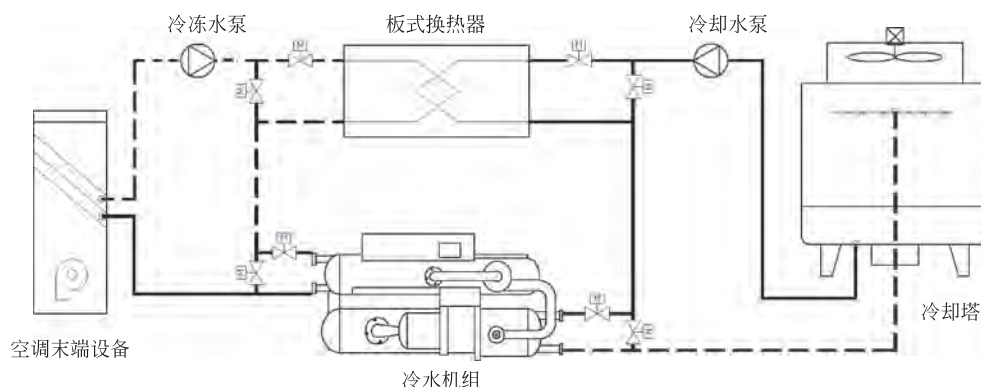


图 4.2-1 数据中心水冷型空调系统示意图

点某一时间，水在冷却塔中理论上可被冷却到的极限温度。冷却塔实际出水温度与室外湿球温度之间的温度差称为冷却塔逼近度。随着机房供水温度的不断提升（由 7℃ 提升至 15℃），自然利用时间也越来越长。在冷却系统冷冻水供水温度一定的情况下，自然冷却切换湿球温度主要与两个参数有关，一是冷却塔的逼近度，二是板式换热器换热温差。对于某一个特定地方的数据中心，其机房供水温度是完全自然冷却还是部分自然冷却，取决于当时的湿球温度。根据湿球温度切换的逻辑如下：

实现完全自然冷却切换的室外湿球温度 $<$ 要求的冷冻水供水温度-板式换热器换热温差-冷却塔逼近度，即冷却塔可以提供的温度低于供水温度。

实现部分自然冷却切换的室外湿球温度 $<$ 冷冻水回水温度-板式换热器换热温差-冷却塔逼近度，即冷却塔可以提供的温度低于回水温度。由上式可知，降低冷却塔逼近度和板式换热器换热温差可以提高自然冷却切换湿球温度点，增加自然冷源利用时间。而冷却塔逼近度主要受冷却塔选型的影响，在同等室外气象条件下，冷却塔型号越大，逼近度越小，但占地面积越大，初投资越大。为充分利用自然冷源。目前大多数数据中心项目冷却塔会在夏季选型基础上放大型号，以更多利用自然冷源。相应冷却塔选型冬季逼近度一般取值为 3~6℃，在建筑条件及投资允许情况下，从节能角度考虑建议取低值。另外，在某些干燥地区也可采用间接蒸发冷却塔替代常规冷却塔，与常规冷却塔相比，理想情况下，间接蒸发冷却塔的出水温度可接近进口空气的露点温度，而不是湿球温度，因此能够延长自然冷却时间，充分利用自然冷源。

4.3 冷却系统设计中节能思路

4.3.1 冷水主机、输配系统（水泵、冷却塔）、末端设备配置

4.3.1.1 空气冷却系统设备配置要求

根据数据中心对空调冷却系统的使用要求，对于空调设备配置有两个基本要求，第一是量的要求，提供冷却 IT 服务器的冷量需求；第二是质的要求，按等级标准要求，满足冷却系统温度水平，并保证安全、有效制冷。一般是按照上述两原则进行冷却系统设备配

置。在满足基本要求的条件下,冷却系统设备配置还应考虑在各种实际运行条件下,能够安全、节能运行。

(1) 系统设计

空调系统制冷量应满足空调冷负荷需求,并设计为 24 h 不间断运行。系统设备配置应根据机房等级综合考虑,参照不同等级标准要求进行配置。

1) A 级标准配置要求

空调冷却系统应保证任何部件(单点)故障情况下均能(通过维护操作恢复)正常工作,保持机房制冷;冷源系统可设置 2 套(也可以 1 套),可互相切换,每套冷源配置独立均能满足需求;冷水机组、冷却塔、板式换热器、冷水泵、冷却水泵按 $N+X$ 冗余配置;管道系统按独立双回路设置,互为备份。设置蓄冷措施,蓄冷容量按空调正常运行 10~15min 考虑。设置蓄冷措施时,空调冷却系统的控制系统、冷水主机的控制屏、冷水循环水泵、定压补水装置、电动阀门及末端风机均应采用不间断电源作为保证电源。空调冷却水补水系统应保证在市政停水后可持续补水时间不小于 10~12h;应设置双路补水水源。

2) B 级标准配置要求

系统应保证任何部件(单点)故障情况下均能(通过维护操作恢复)正常工作,提供机房制冷;冷水机组、冷却塔、冷水泵、冷却水泵按 $N+1$ 冗余配置;重要管道系统可按双回路设置。系统可视需要设置蓄冷措施,蓄冷容量按空调正常运行 10~15min 考虑。冷水主机的控制系统、空调控制系统应采用不间断电源作为备用电源。空调冷却水补水系统应保证在市政停水后可持续补水 8~10h。

3) C 级标准配置要求

冷水机组、冷却塔、冷水泵、冷却水泵按 N 配置(其中冷水泵和冷却水泵 N 一般不小于 2),无冗余;空调水管道系统为单回路。

(2) 冷水主机

数据中心单体建筑一般规模在 5000m² 以上,IT 设备功耗在 5000kW 以上,采用电制冷冷水主机时,目前采用离心式或螺杆式压缩机,变频控制,在单台制冷量超过 1200RT 的大容量离心机组案例中,高压变频离心机组也受到设计建设方关注,并在工程中采用。随着近几年磁悬浮性能的成熟稳定,磁悬浮冷水主机在工程中已开始使用。制冷性能 COP 高、运行稳定、故障率低、运维简单、部分负荷效率高、具备快速启动功能且启动电流小的机组将是数据中心冷水主机选型标准。

在实际工程空调系统设计中,冷水机组可灵活搭配,根据不同项目需求和建设特点,可采用多种规格机组配置、多种冷源形式组合;为了提高空调系统全年制冷效率,采用自然冷却技术,系统配套板式换热器,冬季和过渡季节通过冷却塔+板换设备自然冷却,减少压缩机运行时间;采用中温冷水机组,大幅提高冷水供回水温度,节省制冷压缩机能耗;配置自动控制系统,实现多工况自动切换运行。

(3) 蓄冷罐

数据中心的空调冷却系统,为达到连续制冷的功能,通常配置蓄冷罐作为应急冷源,蓄冷容量按系统正常运行 10~15min 考虑。在《数据中心设计规范》GB50174—2017 中明确要求“采用冷冻水空调系统的 A 级数据中心宜设置蓄冷设施,蓄冷时间应满足电子信息

设备的运行要求”。蓄冷罐有开式蓄冷罐与闭式蓄冷罐两种形式。开式蓄冷罐设备简单、造价相对较低，蓄冷效率高，并联设置于系统中，其液位高度高于系统最高点。闭式蓄冷罐一般用于多层、高层数据中心或室外安装空间紧张的场所，闭式蓄冷罐单体容积较小，串联或并联接入空调系统中，为系统提供蓄冷量，闭式蓄冷罐为承压设备，造价相对较高。

数据中心蓄冷罐本职功能是空调系统应急冷源，在市电故障冷水主机停机时，作为冷源设备保证空调系统正常供冷。除此之外，在有峰谷电价的地区还可实现削峰填谷的功能，利用蓄冷罐进行夜间谷时蓄冷、白天峰时放冷；在空调系统初期低负荷运行时，蓄冷罐还可承担初期低负荷时的供冷设备，降低冷水主机启动频率，降低空调系统的运行费用。

4.3.1.2 输配系统的配置要求

本节中输配系统是指冷水管网系统，目前在建和已运行的数据中心采用 A 级标准占比约 80%，A 级标准要求冷水管双回路或者环网结构，同时要求设蓄冷设施，控制系统和冷水泵及末端配置不间断电源，以保证在管路故障、市电断电油机未开启的这段时间，空调系统连续供冷。

因冷水输配系统设置蓄冷罐方式不同，冷水系统定压方式也不同，采用开式蓄冷罐的冷水系统，蓄冷罐作为定压设备，是冷水系统的高位定压水箱，其位置必须布置在系统最高点；采用闭式蓄冷罐的冷水系统，冷水系统需要设计定压设施，蓄冷罐设置不受限制。

为了节能，数据中心的冷水系统基本采用变流量系统，输配系统可采用一级泵变流量系统或二级泵变流量系统，蓄冷采用开式蓄冷罐或闭式蓄冷罐。一级泵系统具有管网系统简单、投资少、运行维护方便的特点；二级泵系统管网系统复杂、投资高，适用于远距离输送和需要实现快速蓄冷功能的场所。因蓄冷罐和管网系统不同搭配，输配系统在实际项目使用中常用的配置如下：

(1) 一级泵环路，配置闭式蓄冷罐，闭式蓄冷罐串联设置于环路中，循环水泵采用不间断电源保障连续供冷；系统由定压设备定压。管网系统模式见图 4.3-1。

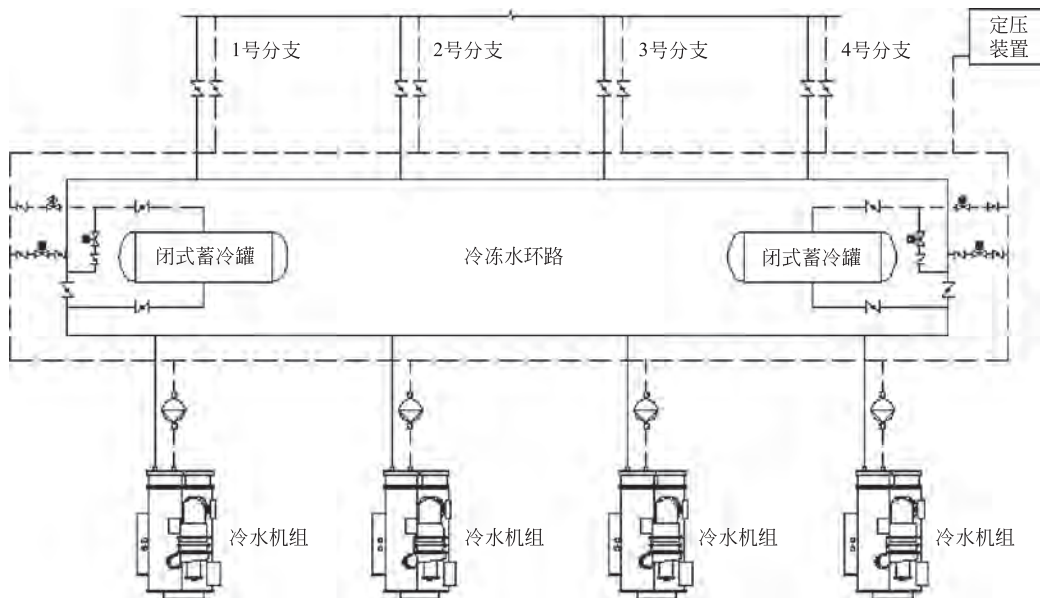


图 4.3-1 一级泵闭式蓄冷罐配置示意图

(2) 一级泵环路，配置开式蓄冷罐，开式蓄冷罐并联设置于环路中，设置放冷泵。系统循环水泵和放冷泵均采用不间断电源保障连续供冷，系统由开式蓄冷罐定压，管网系统模式见图 4.3-2。

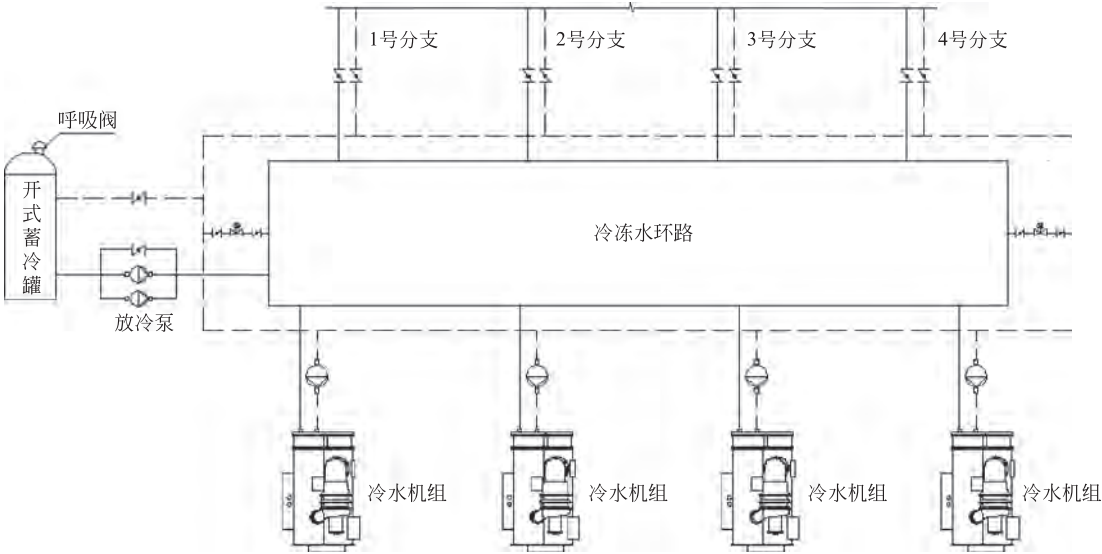


图 4.3-2 一级泵开式蓄冷罐配置示意图

(3) 一级泵双管路，配置开式蓄冷罐，开式蓄冷罐并联设置于管路中，设置放冷泵。系统循环水泵和放冷泵均采用不间断电源保障连续供冷；系统由开式蓄冷罐定压，管网系统模式见图 4.3-3。

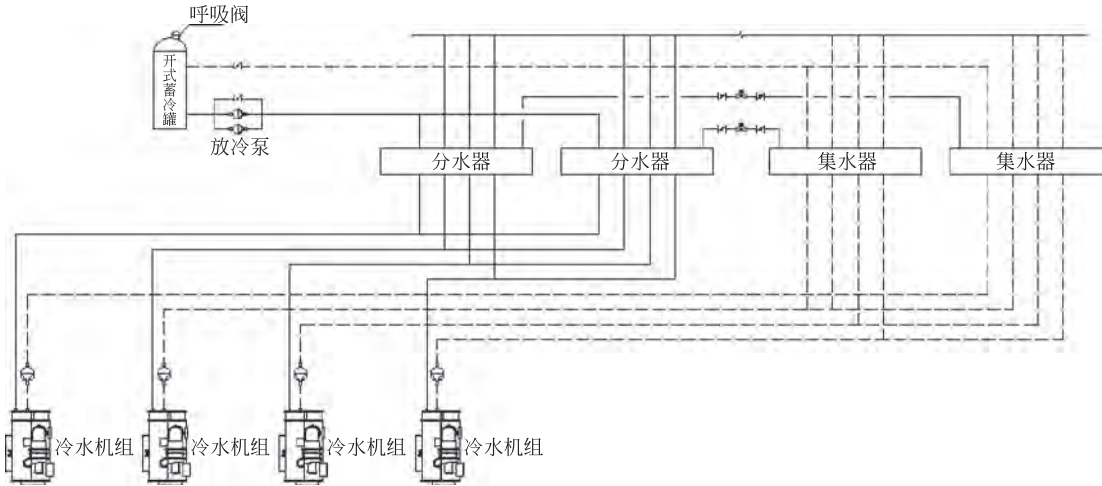


图 4.3-3 一级泵双管路开式蓄冷罐配置示意图

(4) 二级泵环路，配置开式蓄冷罐，开式蓄冷罐并联设置于环路中，设置二级泵。一级、二级水泵均采用不间断电源保障连续供冷；系统由开式蓄冷罐定压，管网系统模式见图 4.3-4。

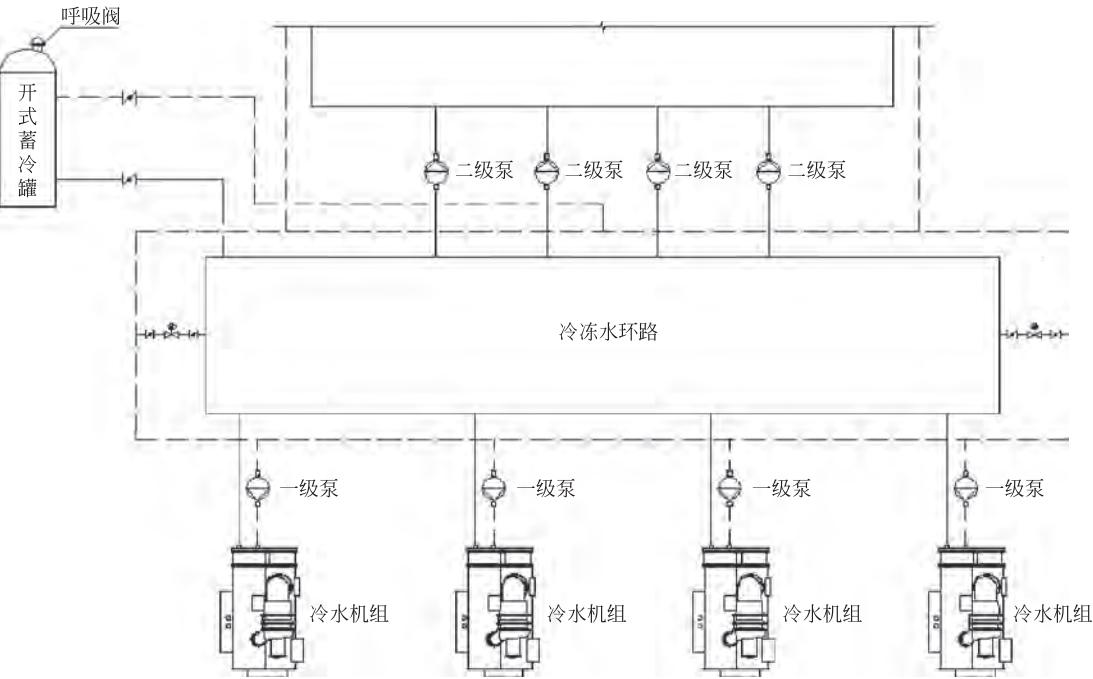


图 4.3-4 二级泵环路开式蓄冷罐配置示意图

(5) 二级泵环路，配置闭式蓄冷罐，闭式蓄冷罐并联设置于环路中，设置二级泵。一级、二级水泵均采用不间断电源保障连续供冷，系统由定压设备定压，管网系统模式见图 4.3-5。

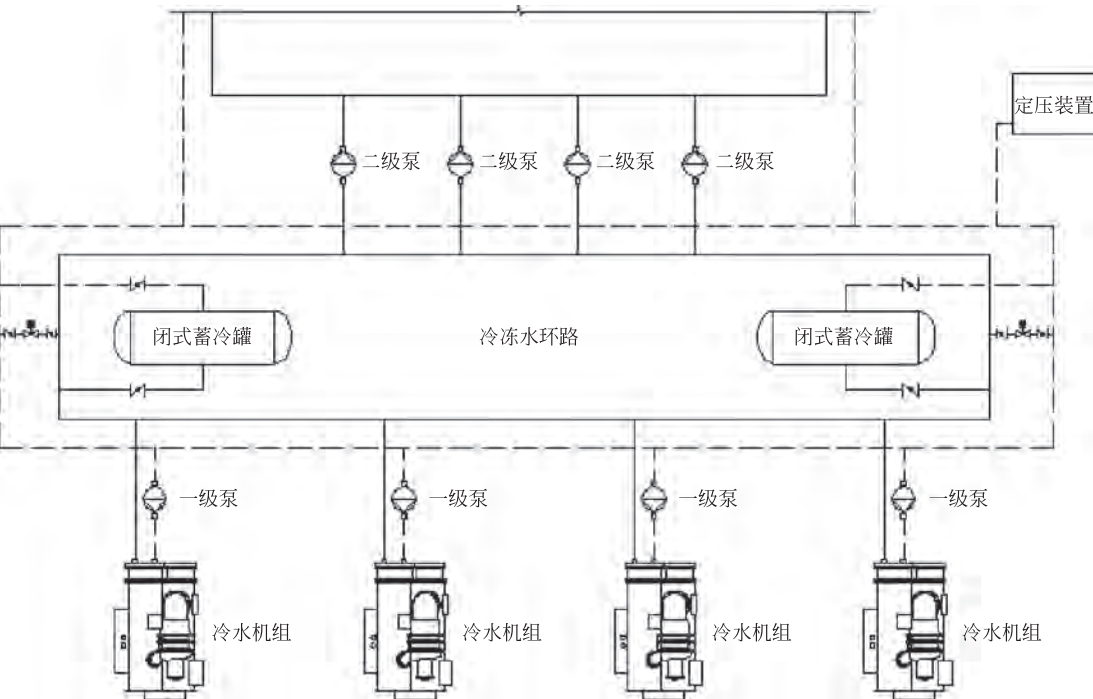


图 4.3-5 二级泵环路闭式蓄冷罐配置示意图

采用开式或闭式蓄冷罐主要受建筑层高、场地和投资影响，并和系统快速蓄冷功能要求有关，其中一次泵系统开式蓄冷罐设置放冷泵，需通过泵和阀门切换实现充放冷功能，不能满足无缝切换需求；闭式蓄冷罐为压力容器，设备投资较高，多用于高层建筑、室外安装空间紧张或系统要求无缝切换实现连续供冷需求的场所，开式蓄冷罐和闭式蓄冷罐，系统采用一级泵或二级泵根据项目需求确定，各有优缺点，具体对比见表 4.3-1。

性能对比分析表 表 4.3-1

项目内容	开式蓄冷罐	闭式蓄冷罐	一级泵系统	二级泵系统
适用场景	适用于多层建筑，有室外安装空间的场所	适用于多层和高层建筑，室外安装空间紧张的场所	1. 输送距离较近，系统水力平衡； 2. 对快速充放冷没要求	1. 冷冻站集中，不同机楼距离较远； 2. 要求蓄冷罐具备快速充放冷功能
优点	1. 设备造价低； 2. 单体容积大； 3. 可作为系统定压设备	1. 压力容器，设备造价高； 2. 室内安装，不影响室外美观	1. 系统控制简单； 2. 当不设置蓄冷装置时，投资省	1. 可实现快速蓄冷功能； 2. 系统稳定性较好
缺点	1. 室外安装，对美观有一定影响； 2. 严寒地区需做好防冻措施	1. 单体容积小，占用室内空间； 2. 不能承担定压功能，系统需配置定压装置	1. 需小流量充冷，大流量易过流； 2. 不适宜远距离分区供冷	1. 系统管路较复杂； 2. 当不设置蓄冷装置时，相对投资更高

4.3.1.3 末端设备的配置要求

(1) 末端设备的选型

机房末端设备的选型根据冷源形式、机房面积、设备发热量及温度、湿度和空气含尘浓度的要求综合考虑，宜采用大风量、小焓差、高显热比的恒温恒湿机房专用末端设备；原则上机房末端设备不配置加热组件，独立配置加湿及湿度控制组件。

(2) 末端设备的配置

末端设备应尽量靠近负荷部署，减少送风损耗，提升效率。单机柜功耗在根据机房条件、负荷规模及分布情况、主设备特点等因素，选择房间级部署（如机房单侧送风、机房两侧送风）、列级部署（如列间空调、顶置空调、地板空调）、机柜级部署（如机柜背板空调）等不同形式，灵活选型和部署。

一般来讲风冷却 IT 服务器空调末端房间级末端、列间级、机柜级相适应单机柜功耗从低到高，但在工程中当建筑物受层高限制，或没有条件设置架空地板，末端设备在低密度机房也可采用列间、顶置等空调末端。当服务器单机柜热密度达 30kW 以上时，目前的风冷却末端设备无法满足需求，可采用液冷冷却方式。

4.3.2 空调系统节能设计运行

4.3.2.1 制冷机组低负载运行

当前大型数据中心普遍采用离心式冷水机组，多数采用变频式单级压缩。该类型机组

的负荷在 25%~100% 范围内调节，但当制冷负荷减小到一定程度时，制冷机组会发生喘振现象，严重时损坏压缩机的导叶片，机组不能正常制冷工作。

在数据中心实际运行中，在下述情况下会发生空调系统冷负荷在单台制冷机组额定制冷负荷的 25% 以下。

(1) 电子设备低装机率

由于数据中心的电子设备是逐步扩容的，尤其是出租型的数据中心，电子设备的扩容是根据业务发展的情况来的。在数据中心电子设备低装机率的情况下，整个数据中心的空调负荷会在单台制冷机组额定制冷负荷的 25% 以下，制冷机组会无法正常运行。

(2) 部分自然冷却模式

部分自然冷却模式是制冷机组和板式换热器联合制冷的模式。冷却水先通过板式换热器与冷冻水换热，降低冷冻水回水温度，然后再进入冷水机组，冷水机组的压缩机承担部分负荷。在此过程中，会出现板式换热器承担的制冷负荷超过了 75%，而单台制冷机组承担的制冷负荷会低于额定制冷负荷的 25%，制冷机组会无法正常运行。

为保证制冷机组的正常运行，可采用图 4.3-6 以下设计运行方案。

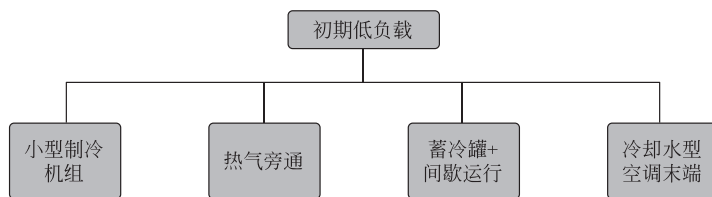


图 4.3-6 空调低负荷运行方案

1) 小型制冷机组

建设中采用大制冷量制冷机组+小制冷量制冷机组搭配的形式，把 1 台大制冷量制冷机组均分为 2 台小制冷量制冷机组，初期负荷低时可以先运行小制冷量制冷机组。小制冷量制冷机组通常是螺杆式制冷机组。单台螺杆机组的最小负载可到额定制冷量的 7.5%。

2) 热气旁通

制冷机组配套热气旁通功能组件，热气旁通通过旁通阀使冷凝器中的高压气体或液体进到蒸发器中，降低冷凝器的压力并提高蒸发器的压力，降低了压缩机的压头，同时增加了压缩机的流量，以此改善工况来防止喘振。基本上可做 10%~100% 无极调速。但这样会导致机组效率迅速下降，制冷系统在 COP 很低的工况下运行。

3) 蓄冷罐+间歇运行

利用大型离心式制冷机组+蓄冷装置联合运行。蓄冷罐的有效容积是按 15min 设计的，蓄冷罐的空调负荷是整个数据中心的总负荷的 25%。在此情况下，首先利用离心式制冷机组向空调末端和蓄冷装置同时供冷，确保离心式制冷机组负载在 25% 以上。待所需的制冷负荷低于负载的 30%（留有 5% 的安全余量）时，进入蓄冷罐单独供冷模式。

需要注意的是，初期采用这个模式时，需时刻关注水温波动。

4) 冷却水型空调末端

采用冷却水型机房空调末端设备，空调末端采用双冷源末端。前期负荷低时，冷却水型空调设备运行，利用冷却塔作为系统散热设备，等到系统空调负荷容量满足集中空调系

统正常运行时，系统切换到集中水冷空调系统运行。冷却水型空调室内空调末端可以随着电子信息设备的增加同步扩容、灵活方便。相对空调末端而言，具备两种供冷能力。低负载或满载时均能使用。

5) 综合对比如下

上述几种方式各有特点和适用范围，从投资、运维便利、能耗、对建筑物的影响综合考虑，对比如表 4. 3-2 所示。

性能对比分析表 表 4. 3-2

	小型制冷机组	热气旁通	蓄冷罐+间歇运行	冷却水型空调末端
初投资	▲	▲	—	▲▲▲
运维控制复杂	▲▲▲	—	▲▲▲	▲
对建筑影响	▲▲▲	—	—	▲
运行能耗	▲			

4. 3. 2. 2 温度振荡区

空调系统在实际运行过程中自然冷却模式和机械制冷模式之间的转换过渡比较复杂，在转换过渡期间还可能会造成暂时的制冷损失。在部分自然冷却模式时，制冷机组和板式换热器联合制冷，因为板式换热器需要冷凝水温度较低而冷水机组需要冷凝水温度较高，冷却塔是两者共用的冷源、散热源，制冷模式切换时整个控制系统较为复杂，这之间控制不当的话会形成了一个“温度振荡区”。

根据制冷厂家的产品资料，部分自然冷却模式下，为保证制冷机组正常运行，必须满足下述条件。

- 1) 制冷机组的冷却水温度比冷冻水回水温度高 5℃。
- 2) 制冷机组的制冷量不低于制冷机组的最小负载。

为便于分析，水系统假定为以下运行模式：

冷水侧：供回水温差为 6℃，冷水供水温度为 15℃，冷水回水温度为 21℃。

冷却水侧：供回水温差为 5℃，制冷机组的冷却水进水温度最小为 20℃，板式换热器逼近度为 1.5℃，完全自然冷却功率下冷却水切换温度为 13.5℃。

“温度振荡区”温度范围确定如下：

- 1) 在制冷机组负载率不低于 25%的情况下，则进入制冷机组的最小温度不得低于 16.5℃。按板式换热器换热逼近度为 1.5℃考虑，该温度直接决定了板式换热器的入口温度不可能低于 15℃。
- 2) 制冷机组的冷却水进水温度最小为 20℃，则板式换热器的出水温度不得低于 20℃，在板式换热负载率为 75%时，不考虑板式换热器散热特性改变，则板式换热器的进水温度不得低于 16.25℃。
- 3) 在温度为 13.5~16.25℃这个范围内的冷却水是无法有效利用的，需要根据冷却水温度调节控制。

如何合理利用温度振荡区？在温度振荡区可以从冷水温度和冷却水温度相互调整，短时间偏离设计工况下运行，需要综合考虑调整相关温度的利弊，具体见表 4. 3-3。

水温度变化调整性能对比分析表		表 4.3-3
	冷水温度	冷却水温度
简述	实际运行的冷水供水温度要相应提高，要核算在水温提高后，维持送风温度不变的情况下，末端设备的有效制冷量降低是否满足需求	控制冷却水温，确保在部分自然冷却工况下的水温不低于 16.25℃
节能平衡点	风机能耗增加+制冷机组的能耗减小+冷却塔功率减少	冷却塔能耗减少+冷却水泵能耗减少
设计运行技术点	空调末端容量选择时留有余量；初期负荷和部分负荷时，在设置有蓄冷罐的系统中，优先采用提高冷水供水温度	

4.3.2.3 运行分析

当前数据中心系统水冷冷水系统设计中，过度关注整个系统架构是不是主流架构，都是按满负荷的工况情况，来说明整个空调系统如何节能。但在实际运行中，很少项目按设计满负荷运行，这样就要求设计师在设计时，考虑到系统在非满载时也能够实现节能运行。本节将从冷水侧、冷却水侧及控制侧来叙述水冷冷水集中空调系统节能运行。

(1) 冷水侧

1) 空调末端

服务器的进风温度应被监控并使之维持在设定值，典型的案例是通过调节风机速度和送风温度设定值（冷冻水阀门将送风温度维持在设定值）来实现。空调末端在承担的负荷减少时，优先调整的是风机风量，当风机转速达到可运行最小转速时，再来调整水阀开度。

基于以上分析，在设计阶段，空调与电气专业配合，所有空调末端应为热备模式，运行所有备用的空调末端，让其所有的风机都低转速运行，使每个空调末端机组承担的空调负荷减少，减少空调末端所需的冷冻水量，降低水泵的运行功率，或同步提高冷水温度，以提升制冷机组的能效，降低系统能耗。

2) 冷水泵

冷水系统的水泵设有备用泵，以满足冗余要求。与其让备用的设备闲置，不如让所有的泵都低转速运行，以让每个泵都在变频工况下高效区运行，同时提高运行安全。当某个水泵出现故障，其他水泵将提高速度进行补偿。

水泵控制主要有末端压差控制。末端压差控制根据最不利环路的空调设备前后静压差，控制循环泵转速，使静压差稳定在设定值附近。此时，水泵消耗功率既不与流量的一次方成正比，也不与流量的三次方成正比，应介于二者之间。

(2) 冷却水侧

以最小的流量运行最多的冷却塔模块将比运行最少数量的冷却塔模块所生成的冷却水温度低。数据中心冷却塔配置是按冬季利用自然冷却所需的冷却塔配置，实际运行中，冷却塔大多时间是在部分负荷条件下运行，大部分厂家的冷却塔在设计流量的 50%条件下能稳定运行，有些冷却塔能够在设计流量的 30%条件下运行。

为充分利用备用冷却塔，在冷却水侧的设计中采用环网模式。

环网模式可充分利用备用塔的能力，发挥冷却塔的最大效能。控制系统根据冷却塔出

水温度来自动控制冷却塔风机，尽量在允许的范围内降低冷却塔出水温度，提高水冷冷水机组的能效，延长自然冷源使用时间。在机械制冷模式下，利用备用冷却塔，可以有效控制极端最高湿球温度下冷却水的水温。在自然冷却情况下，利用备用塔，可以扩大自然冷却时间。

（3）变频装置

在部分负荷情况下，应利用变频的作用，但是需要指出的是，变频器既是一个耗能源还是一个发热源。在满负荷情况下，水泵和冷却塔在工频状态下，设备效率反而更高。

水泵及冷却塔的风机控制柜设置有“变频-工频”运行模式切换环节，可以通过操作面板“变频-工频”开关，将变频器切出，风机可以以市网工频电源直接驱动（直接全压启动方式），以节省能耗，同时在变频回路需要维修或发生故障时，可以再切换至工频模式，以增加系统的安全性。

（4）空调冷却系统控制

数据中心空调冷却系统应采用集中智能控制系统，宜采用系统级控制。

系统级控制旨在协调数据中心内不同的空调子系统间运行（例如制冷机组、水泵及空调末端）。它在整体上控制制冷系统，并了解动态变化，以尽可能降低总制冷能耗。对于冷冻水系统，加强冷水机组、水泵及空调末端的通信。

系统级控制可以做到无需人为干预的情况下在不同运行模式之间切换。例如，基于室外气温和数据中心电子信息设备负载在机械、部分自然冷却和完全自然冷却模式之间转换，避免人为因素，实现精细化可优化节能，提高空调系统全年整体能效。

第 5 章 高效冷源技术与装备

5.1 综述

数据中心冷却系统为保证数据中心中 IT 设备及电源、电池等其他设备的高效稳定运行，提供了适宜的温度和湿度等环境，其自身也消耗了大量的电能，约占整个数据中心能耗的 20%~40%，是数据中心中能耗最大的辅助设备。因此，降低制冷系统能耗是提升数据中心能源利用效率的重要环节。

从数据中心冷却系统能耗构成上看，主要由冷源设备（制冷机组）能耗、输配设备（主要是水泵、输送风机）能耗以及散热设备能耗（主要是末端散热风机、冷却塔风机、空气冷却器风机等）构成。其中制冷机组（主要是压缩机）的能耗占整个冷却系统能耗的 50%~70%，降低制冷机组能耗是数据中心冷却系统节能的核心。

从数据中心的制冷需求角度看，数据中心内部负荷密度高，数据中心内的电耗密度高达 300~1500W/m²，互联网数据中心甚至可达 3000W/m²，而通过围护结构和新风所引起的冷负荷占比很小；数据中心内部的 IT 设备一般不吸湿也不产湿，而且对新风需求少（仅满足 IT 设备及辅助设备的工艺需求即可），室外新风所导致的湿负荷也很小；此外，数据中心需全年连续稳定运行，即使在冬季室外温度很低时，数据中心仍然需要向外部散热。因此，降低数据中心制冷系统能耗的措施主要是提高主动冷源设备（主要压缩机）的运行效率和提高自然冷源的应用时间（通过自然冷源应用降低压缩机运行时间）。

5.2 高效制冷机组

制冷机组的主要任务是将数据中心内部 IT 及其他设备所产生的热量转移到室外的环境中去，特别是在室外环境温度高于数据中心内部环境温度时，热量不能自动的从高温环境传递到低温环境中去，只能依赖于制冷机组这种主动制冷方式才能实现数据中心内部环境的冷却。

提高制冷机组能效，一是提高压缩机的效率（如磁悬浮压缩机），二是在满足数据中心冷却工艺需求的情况下提高制冷机组的出水温度（一般可以提高到 15℃甚至更高），三是充分利用室外自然冷源。

5.2.1 磁悬浮离心冷水机组

相对于传统的低压变频技术，磁悬浮技术是近年兴起的变频新技术，主要采用永磁电机和磁悬浮轴承技术，消除轴承由于机械接触产生的摩擦损失而导致的能量损失，如

图 5.2-1 所示。由于磁悬浮冷机一般采用永磁同步电机直驱，因此整体的电机能效及传动损失方面具有优势；采用磁悬浮轴承，压缩机实现“零”摩擦，比传统的滑动轴承能耗损失降低超过 3%；由于整机无油，能效在使用期内不会发生因油引起的能效衰减，并且后续的整机的维护工作量大大优于传统设备。随着技术进步，磁悬浮关键部件的成本不断下降，因此逐渐被市场接受，开始应用到暖通空调领域。

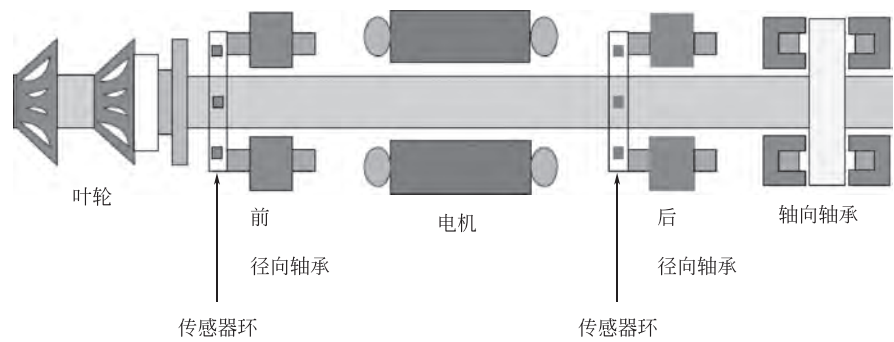


图 5.2-1 磁悬浮压缩机结构示意图

(1) 磁悬浮离心机的能效优势

表 5.2-1 和表 5.2-2 分别给出了常规变频离心机组和磁悬浮离心机组的全负荷工况下的 COP（基于厂家提供的 AHRI 认证选型软件全负荷性能参数表 2461kW（700RT）运转在满负荷：18℃/12℃，32℃/37℃的典型数据中心工况）。可以发现，采用磁悬浮变频压缩机的冷水机组不仅在额定工况下具有较高的 COP，部分负荷下具有更好的运行效率，特别是在低冷却水进水温度条件下，磁悬浮离心机组的优势更为明显，全年运行具有良好的节能效果。

常规变频离心机全负荷性能参数 表 5.2-1

负荷率 (%)	冷却水进水温度 (℃)													
	32	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19
100	7.276	7.374	7.428	7.447	7.451	7.47	7.518	7.636	7.848	8.168	9.762	9.94	10.03	10.24
90	7.298	7.465	7.657	7.898	8.211	8.622	9.14	9.768	10.5	11.14	11.68	10.47	10.61	10.77
80	7.6	7.882	8.203	8.572	8.99	9.451	10.16	10.93	11.63	12.28	12.87	11.13	10.84	11.1
70	7.956	8.27	8.598	8.931	9.272	10.03	10.75	11.46	12.13	12.77	13.37	13.94	11.28	11.03
60	8.043	8.362	8.687	9.093	9.547	10.19	10.84	11.46	12.06	12.66	13.25	13.82	14.38	10.86
50	7.878	8.256	8.675	9.059	9.465	9.948	10.46	10.98	11.49	12.01	12.54	13.08	13.63	14.21
40	6.599	7.871	8.205	8.547	8.931	9.33	9.705	10.08	10.47	10.87	11.3	11.75	12.23	12.77
30	5.367	5.425	7.372	7.656	7.963	8.324	8.62	8.833	9.054	9.298	9.581	9.875	10.22	10.54
20	4.475	4.462	4.447	5.382	6.601	6.896	7.231	7.27	7.298	7.344	7.421	7.505	7.632	7.833
10	3.438	3.354	3.264	3.167	4.839	5.001	5.265	5.332	5.163	4.993	4.832			

磁悬浮变频离心机全负荷性能参数 表 5.2-2

负荷率 (%)	冷却水进水温度 (℃)													
	32	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19
100	8.161	8.528	8.913	9.315	9.735	10.18	10.7	11.25	11.8	12.4	12.99	13.74	14.43	15.08
90	8.307	8.705	9.126	9.573	10.07	10.62	11.19	11.79	12.43	13.21	13.88	14.64	15.5	16.46
80	8.547	8.989	9.463	9.997	10.56	11.16	11.79	12.54	13.24	13.97	14.88	15.91	17	18.17
70	8.662	9.148	9.674	10.24	10.85	11.5	12.2	12.86	13.68	14.67	15.75	16.94	18.26	19.71
60	8.66	9.176	9.736	10.34	10.99	11.65	12.28	13.05	14.02	15.12	16.34	17.73	19.29	21.06
50	8.537	9.065	9.64	10.26	10.91	11.55	12.12	13.06	14.13	15.35	16.75	18.37	20.24	22.42
40	8.248	8.799	9.377	9.992	10.61	11.16	11.81	12.79	13.92	15.22	16.75	18.55	20.7	23.31
30	7.479	7.986	8.589	9.236	9.96	10.61	11.03	11.95	13.05	14.38	15.94	17.83	20.14	22.99
20	5.965	6.472	6.927	7.492	8.091	8.763	9.435	9.78	10.74	11.84	13.17	14.82	16.9	19.53
10	3.898	4.144	4.499	4.861	5.209	5.626	6.105	6.539	6.811	7.479	8.293	9.272	10.55	12.11

(2) 磁悬浮离心机的无油优势

润滑油对冷水机组 COP 和蒸发温度的影响如图 5.2-2 所示。由于润滑油在蒸发器或冷凝器内的沉积会造成换热器传热性能的下降，从而使得制冷机组的蒸发温度下降、冷凝温度上升，系统的 COP 下降。

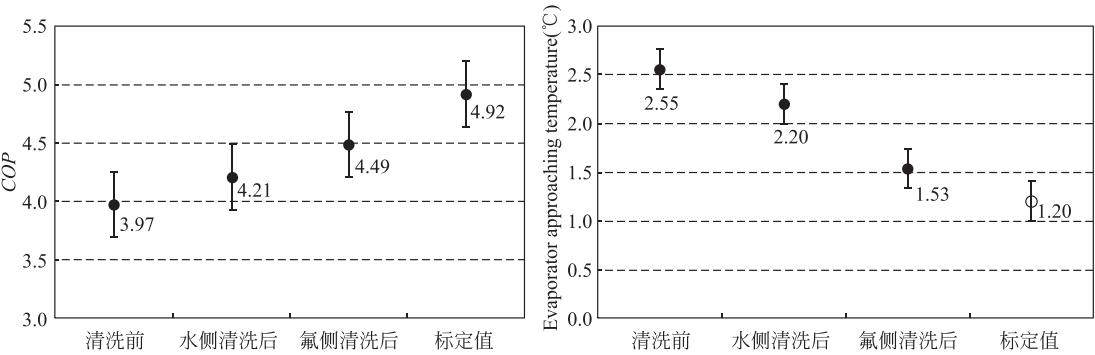


图 5.2-2 润滑油对冷水机组性能的影响

5.2.2 变频离心高温冷水机组

常规舒适性空调，冷冻水出水温度一般在 7℃左右，此时既可以提供冷量，也可以对室内空气进行除湿，而数据中心机房空调负荷几乎全部为显热负荷，可以提高冷冻水出水温度，减少不必要的除湿，冷水机组冷冻水出水温度越高，机组性能越好，越节能。

虽然直接采用常规离心机提升出水温度设置也可满足需求，但对于离心机来说，冷冻水出水温度为 7℃时，压比为 2.6 左右，冷冻水出水温度提高至 16℃时，压缩比减小到 2.0 左右，如表 5.2-3 所示。

冷水机组工况				表 5.2-3
出水温度	吸气温度	吸气压力	吸气比容	压缩比
7℃	6℃	360kPa	57.9dm ³ /kg	2.64
16℃	15℃	486kPa	43.3dm ³ /kg	1.96

如图 5.2-3 所示，在压缩机的特性曲线图上，黑色虚线构成的圈代表压缩机效率圈，效率圈从内到外，绝热效率由高到低。常规离心机一般按照 7℃出水，压缩比按照 2.6 设计，在常规工况下运行特性曲线为深色实心曲线；当压缩机运行在高冷冻水出水温度工况时，压缩机工作点偏离设计点，压缩机特性曲线变为浅色曲线所示状态，导致常规压缩机绝热效率下降。在冷冻水 16℃出水、冷却水 23℃进水工况下，压缩机绝热效率将由 0.86 降为 0.80，实际 COP 仅为 8.67。为了实现较高的 IPLV 值，传统的冷水机组的压缩机最高效率点一般设计在 50%负荷和 75%负荷之间，而额定工作点（100%负荷）压缩机效率偏低。

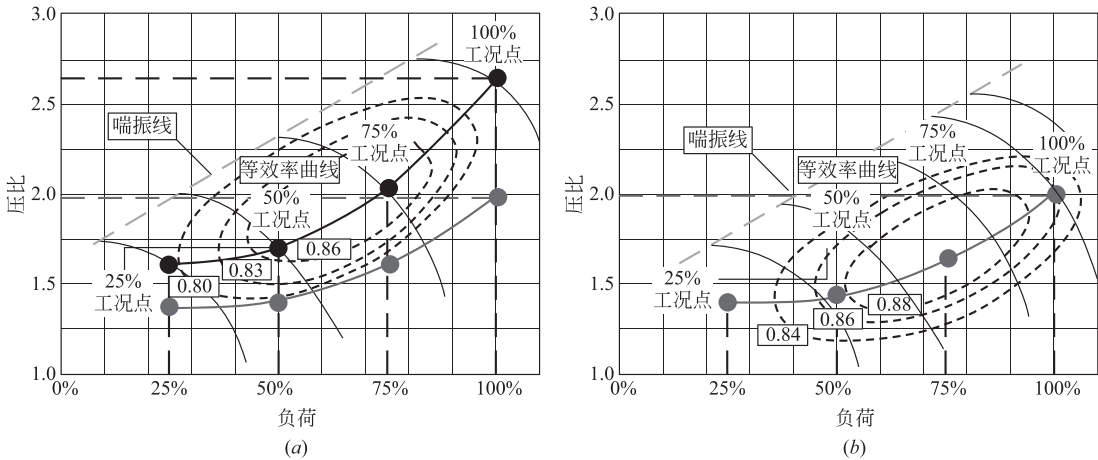


图 5.2-3 离心式压缩机运行性能图
(a) 压比 2.6 设计；(b) 压比 2.2 设计

因此，针对以上问题，以压缩比 2.0 为设计工况点，对压缩机气动部件进行优化设计，专门为小压缩比的高温工况设计了三元闭式叶轮，串列叶片回流器，改善制冷剂的流动，减少衰减，保证效率，更适用于数据中心空调系统的高温工况。目前，永磁同步变频离心机冷量范围在 250~2500 冷吨，冷冻水出水温度范围为 12~20℃。在额定工况下（冷冻水出水温度 16℃，冷却水进水温度 30℃，100%负荷）的 COP 可以达到 9.47，适用于数据中心、工艺流程、温湿度独立控制的空调系统。

5.2.3 变频螺杆高温冷水机组

数据中心的制冷负荷比较稳定，受室外环境温度的影响很小；而室外环境温度可影响冷却水供水温度，从而影响制冷机组的冷凝温度和压缩机的压缩比。离心式冷水机组通过转速进行调节，压缩比和制冷剂流量（制冷量）同时发生变化。而变频螺杆式压缩机通过转速调节制冷剂流量（制冷量），通过滑阀连续调节压缩比，可以实现压缩比和制冷量的

独立调节，在各个运行工况下都处于比较理想的工作状态。数据中心专用永磁同步变频螺杆式水冷冷水机组拥有如下特点：

1) 连续调节压缩比，与工况完美匹配：永磁同步变频螺杆式水冷冷水机组通过转速调节负荷，滑阀连续调节压比，实现了压比、负荷与实际工况需求完美匹配，无过压缩或欠压缩，有效提升全工况压缩机效率，绝热效率增加 6.6%~11.7%；在额定工况下（冷冻水出水温度 16℃，冷却水进水温度 30℃，100% 负荷）的 COP 可以达到 7.8。与同冷量传统定频螺杆式冷水机组对比如图 5.2-4 所示。

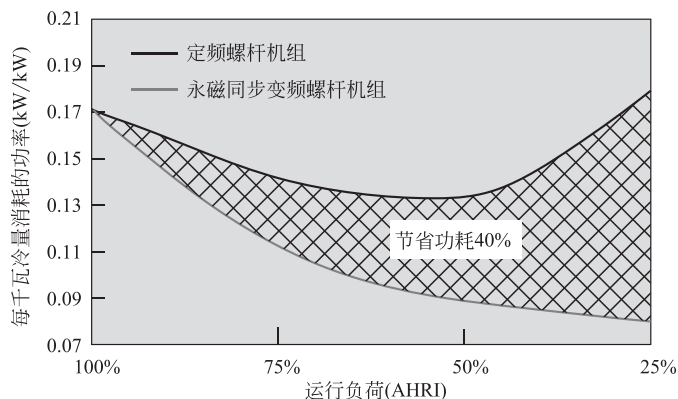


图 5.2-4 压缩机性能对比图

2) 全年制冷，低温启动：对于数据机房，大多数情况下需要全年制冷。如图 5.2-5 所示，永磁同步变频螺杆式水冷冷水机组可满足大温跨冷却水进水温度使用需求，最低冷却水进水温度可达 10℃，最高冷却水进水温度可达 45℃，无喘振问题，甚至可实现负压差工况（冷冻水温度高于冷却水温度）正常启动运行，确保机组在各种室外恶劣工况条件下的稳定运行，可满足数据机房全年供冷的需求。

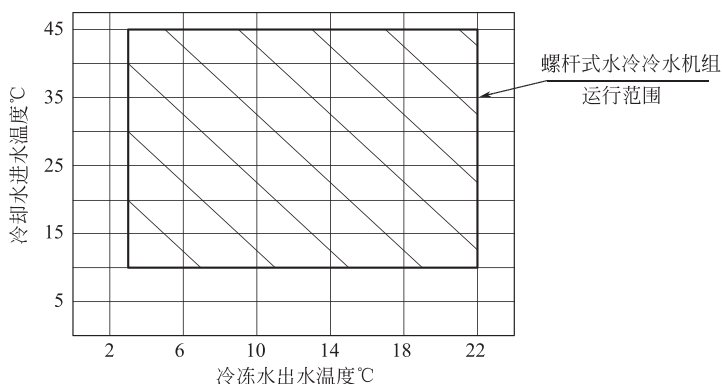


图 5.2-5 螺杆式水冷冷水机组水温运行范围

5.2.4 冷水机组+自然冷却系统

5.2.4.1 自然冷却水冷冷水机组

水冷冷水机组一般通过冷却塔向外界散热，此类系统利用冷却塔提供冷却水。此类系

统含有两个水循环：冷却水（外侧）循环和冷冻水（内侧）循环。传统的水冷机房空调系统可以通过增加水侧经济器（板式换热器）旁通冷水机组，构建此类系统。普通冷却塔和间接蒸发冷却塔与水冷冷水机组构成的自然冷却水冷冷水机组分别如图 5.2-6 和图 5.2-7 所示。当室外温度较低时，水泵驱动冷却塔提供的冷却水，通过水侧经济器（板式换热器）给冷冻水降温。此类系统广泛应用于大型数据中心。

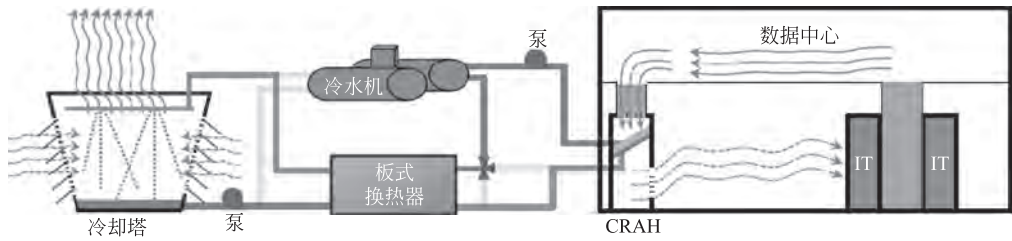


图 5.2-6 冷却塔自然冷却水冷冷水机组

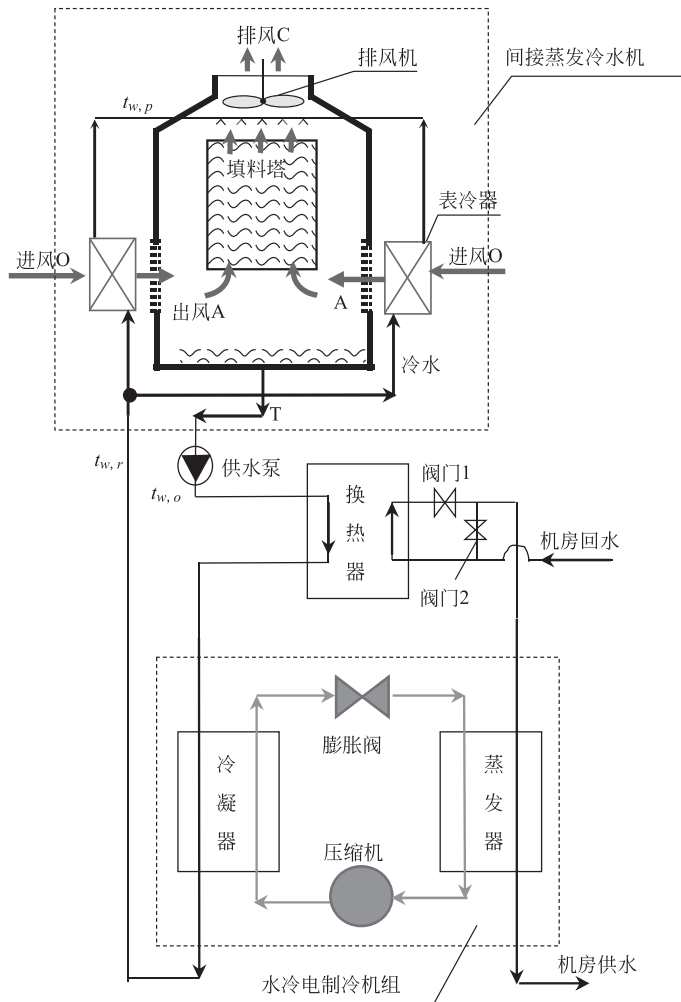


图 5.2-7 间接蒸发冷却塔自然冷却水冷冷水机组

下面以在北京、云南、甘肃等地的数据中心为例进行案例分析，讨论间接蒸发冷却塔用于全年的节能效果。

首先以西北地区的典型城市兰州为例，比较四种自然冷却方式应用于数据中心水冷冷却系统的自然冷却时长以及全年逐时能耗特性，包括：方案一，冷却水回水预冷间接蒸发冷却塔-水冷冷机；方案二，冷却水供水预冷间接蒸发冷却塔-水冷冷机；方案三，干冷器-风冷冷机；方案四，普通冷却塔-水冷冷机。两种间接蒸发冷却塔与普通冷却塔流程如图 5.2-8 所示。对于间接蒸发冷却塔-水冷冷机，按照表冷器入口空气不同的冷水冷却分类，可以分为串联与并联两种典型流程，分别由末端回水、冷却塔自身出水的一部分冷却入口空气。串联流程防冻效果较并联流程更优，适合用于高纬度严寒地区。

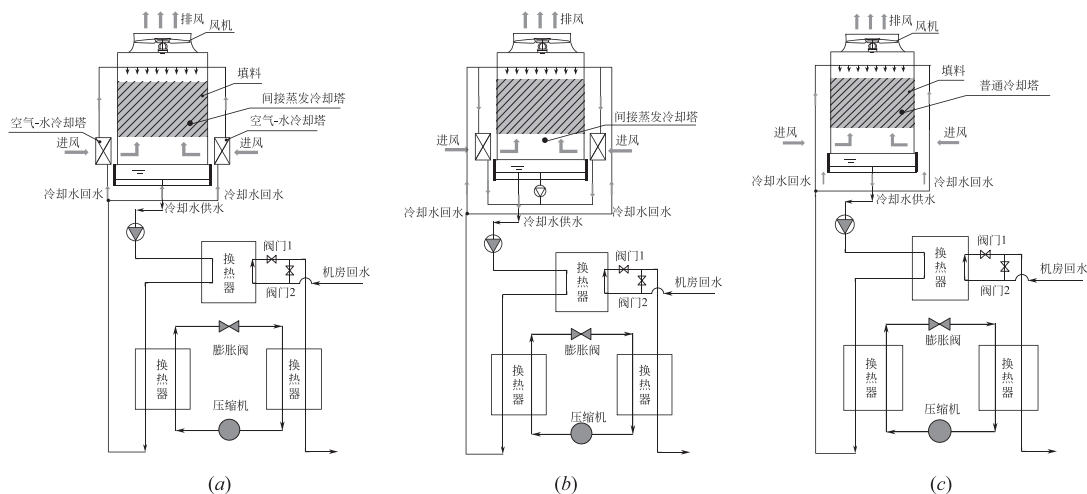


图 5.2-8 冷却塔-水冷冷水机组流程

(a) 冷却水回水预冷间接蒸发冷却塔-水冷冷机流程；(b) 冷却水供水预冷间接蒸发冷却塔-水冷冷机流程；(c) 普通冷却塔-水冷冷机流程

在此基础上，选择并联间接蒸发冷却塔-水冷冷机，与普通冷却塔-水冷冷机进行进一步的比较。选取华北、西北、西南地区典型城市北京、兰州以及昆明，模拟全年逐时不同冷冻水供水温度条件下间接蒸发冷却塔和普通冷却塔作为自然冷源数据中心全年能耗。

由于数据机房热环境的新要求为冷通道或进风区域温度为 $18\sim 27^{\circ}\text{C}$ 。根据数据中心冷源系统的调研典型数据机房结果，背板空调机房，冷通道风温比冷冻水供水温度高 $5\sim 9^{\circ}\text{C}$ ；密闭冷通道地板送风空调机房，冷通道进风区域送风温度比冷冻水供水温度高 $4\sim 9^{\circ}\text{C}$ ，所以冷冻水供水温度大致在 $12\sim 22^{\circ}\text{C}$ 区间时送风温度满足要求。

在冬季冷却塔风机根据室外气象条件变频调节，控制冷冻水出水温度稳定，同时不考虑普通冷却塔电伴热所需能耗。夏季与过渡季假设冷机可以实现压缩比连续调节。

对于冷冻水和冷却水系统的耗电量，以河北某数据机房为例，40MW 的排热量配备 6 台 120kW 的冷冻水泵，5 用 1 备，6 台 100kW 的冷却水泵，5 用 1 备；满负荷冷冻水泵功率与冷却水泵功率仅占排热量的 2.75%，远小于冷机与冷却塔风机的耗电量。且即使气象参数、冷冻水供水温度变化，泵耗差别依然较小。所以这里仅讨论冷机与冷却塔风机的耗电量。

设数据机房系统排热量为 14.4MW，冷冻水供回水温差为 6℃，板式换热器最小换热端差为 2℃；蒸发器和冷凝器与冷冻水和冷却水的最小换热端差为 1℃。以此展开进一步讨论。

(1) 大型数据中心冷源系统方案对比

兰州位于我国西北地区，大气压约为 84.82kPa，图 5.2-9 (a) 展示了兰州地区全年气象参数，图 5.2-9 (b) 展示了兰州地区干空气能全年分布。夏季干空气能 $\geq 1\text{kJ/kg}\cdot\text{a}$ ，适宜采用间接蒸发冷却塔。

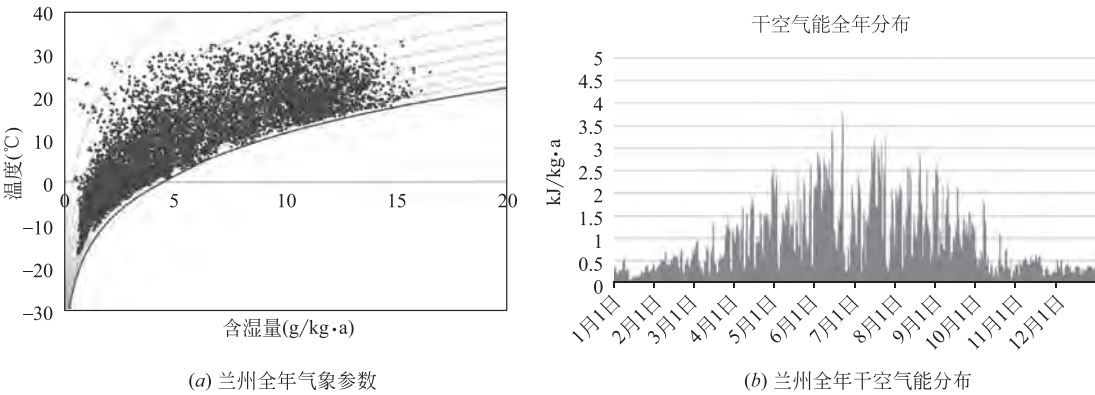


图 5.2-9 兰州地区全年气象参数及干空气能

对于兰州地区，应用于大型数据中心的四种冷源系统方案，自然冷却时长与能耗对比如图 5.2-10 和图 5.2-11 所示。

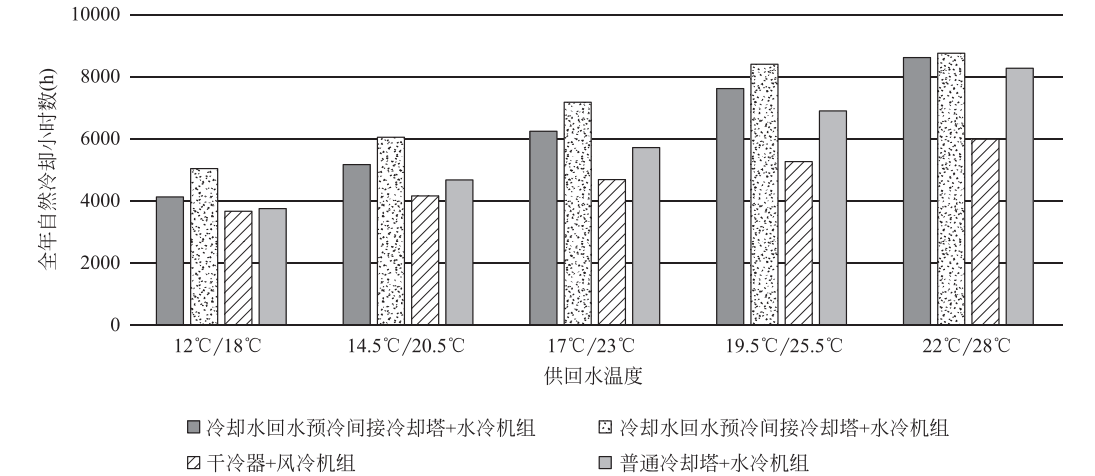


图 5.2-10 四种方案不同冷冻水供水温度自然冷却时长

对比四种方案可知，冷却塔自然冷却系统适用于干燥地区，尤其是间接蒸发冷却塔，相比于带自然冷却的风冷冷水系统，冷冻水供水温度在 15℃ 以上，冷源系统年节能率在 70% 以上；冷冻水供水温度达到 22℃，年节能率达到 93%~97%。提高冷冻水供水温度可大幅度降低冷源系统耗电量。对与间接蒸发冷却塔或普通冷却塔自然冷却系统，机房供

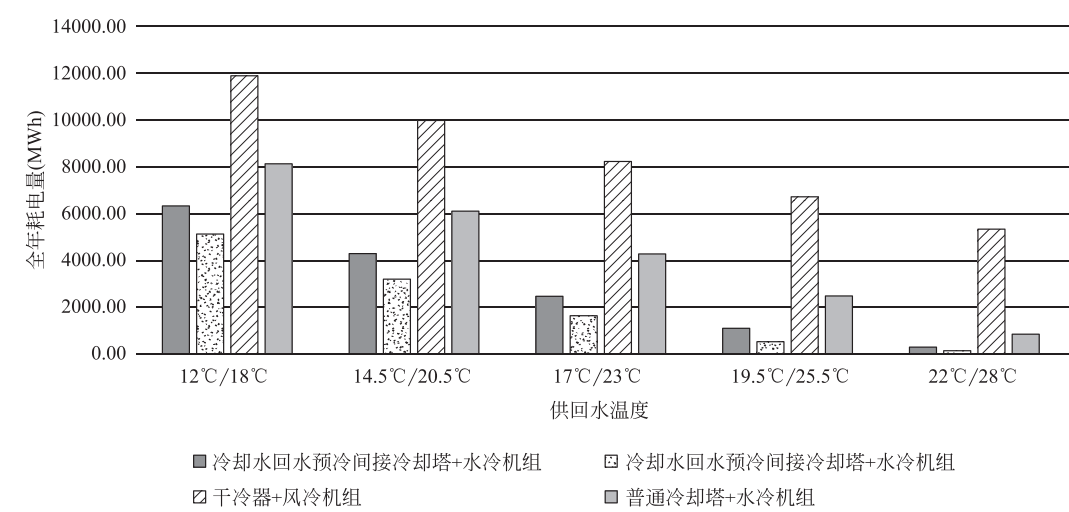


图 5.2-11 四种方案不同冷冻水供水温度全年耗电量

水温度每提高 1℃，间接蒸发冷却塔自然冷却时长会增加 17~19 天，冷冻水供水温度为 21℃时，仅靠间接蒸发冷却塔可以实现全年自然冷却。而干冷器自然冷却系统的自然冷却时长随供回水温度的变化约为 8~9 天/℃。

几种方案自然冷却需满足的室外气象条件如表 5.2-4 所示。

几种冷源系统方案自然冷却模式切换条件 表 5.2-4

方案	12℃/18℃	14.5℃/20.5℃	17℃/23℃	19.5℃/25.5℃	22℃/28℃
1. 冷却水回水预冷间接蒸发冷却塔+水冷冷机	湿球露点平均值 ≤3.0℃	湿球露点平均值 ≤7.0℃	湿球露点平均值 ≤10.7℃	湿球露点平均值 ≤14.0℃	湿球露点平均值 ≤17.3℃
2. 冷却水供水预冷间接蒸发冷却塔+水冷冷机	湿球露点平均值 ≤6.8℃	湿球露点平均值 ≤10.1℃	湿球露点平均值 ≤13.4℃	湿球露点平均值 ≤16.3℃	湿球露点平均值 ≤19.3℃
3. 风冷冷机	干球温度 ≤7.9℃	干球温度 ≤10.2℃	干球温度 ≤12.5℃	干球温度 ≤14.7℃	干球温度 ≤17.1℃
4. 普通冷却塔+水冷冷机	湿球温度 ≤4.1℃	湿球温度 ≤7.6℃	湿球温度 ≤10.8℃	湿球温度 ≤14.1℃	湿球温度 ≤17.2℃

(2) 间接蒸发却塔在北京、甘肃、云南地区的适用性分析

1) 间接蒸发冷却塔应用于北京的节能效果

对于北京地区，不同供回水温度时，间接蒸发冷却塔（IEC）-冷机系统相比于普通冷却塔（DEC）-冷机系统，自然冷却时长及冷源系统的能耗对比，如图 5.2-12 和图 5.2-13 所示。

对于北京地区，间接蒸发冷却塔系统相比于普通冷却塔系统，冷源系统年节能率为 24.2%~44.1%，且随着冷冻水供水温度的升高而升高，如图 5.2-14 所示。

从等效能耗的角度看，采用间接蒸发冷却塔-冷机流程，其冷源系统全年能耗相当于

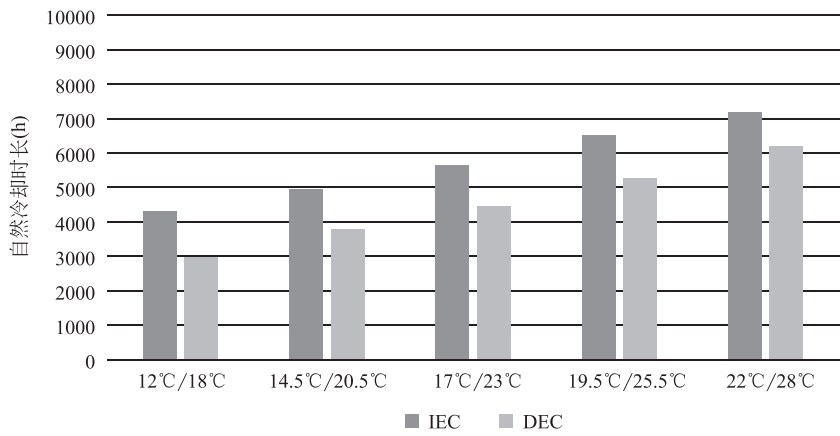


图 5.2-12 北京地区间接蒸发冷却塔（IEC）和普通冷却塔（DEC）不同冷冻水供水温度自然冷却时长

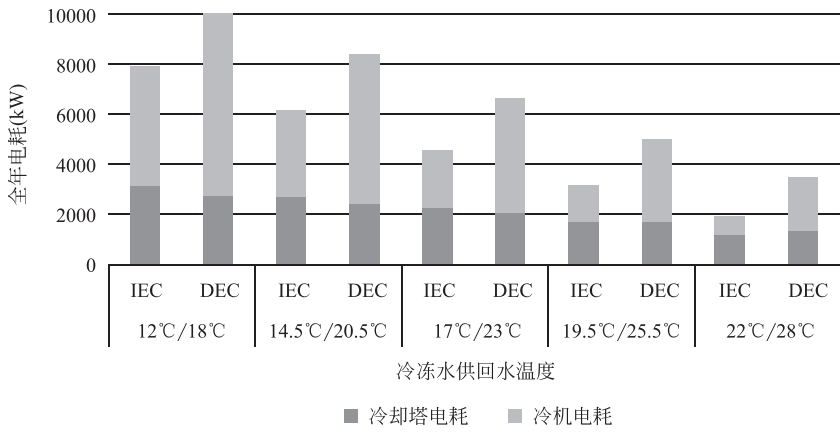


图 5-2-13 北京地区间接蒸发冷却塔（IEC）和普通冷却塔（DEC）不同冷冻水供水温度能耗

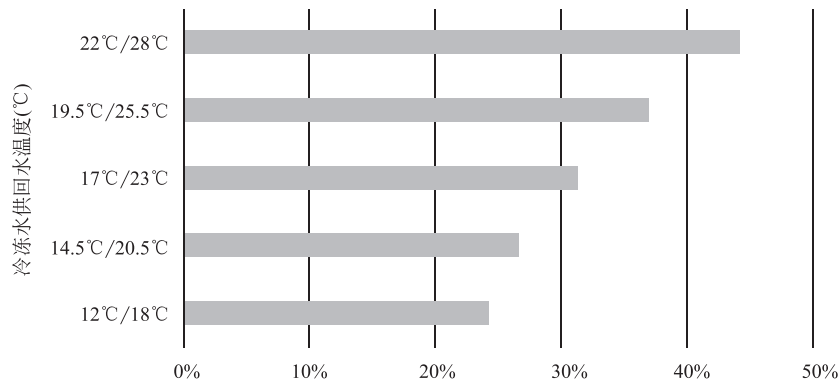


图 5.2-14 北京地区间接蒸发冷却塔-冷机系统相比于普通冷却塔-冷机系统的年节能率

将普通冷却塔-冷机流程冷冻水供水温度提升 3.2°C 左右的全年能耗，节能优势明显。受到气象条件限制，对于北京地区，当冷冻水供水温度达到 30°C 以上时，方可实现仅靠间接蒸发冷却塔全年自然冷却。

2) 间接蒸发冷却塔应用于甘肃的节能效果

对于甘肃典型城市兰州，不同供回水温度时，自然冷却时长及冷源系统的能耗对比，如图 5.2-15 和图 5.2-16 所示。

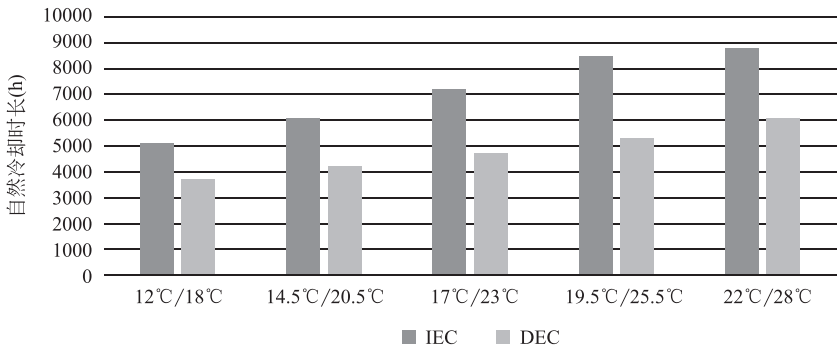


图 5.2-15 甘肃兰州地区间接蒸发冷却塔（IEC）和普通冷却塔（DEC）不同冷冻水供水温度自然冷却的时长

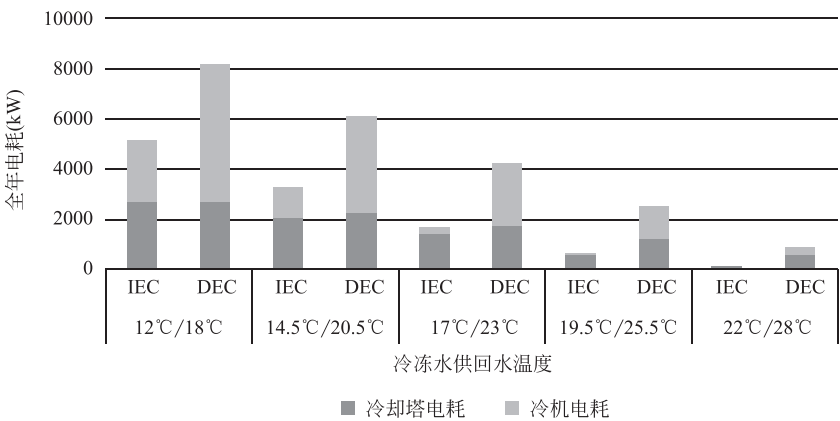


图 5.2-16 甘肃兰州地区间接蒸发冷却塔（IEC）和普通冷却塔（DEC）不同冷冻水供水温度能耗

对于甘肃兰州地区，间接蒸发冷却塔系统相比于普通冷却塔系统，冷源系统年节能率为 36.3%~84.0%，且随着冷冻水供水温度的升高而升高，如图 5.2-17 所示。

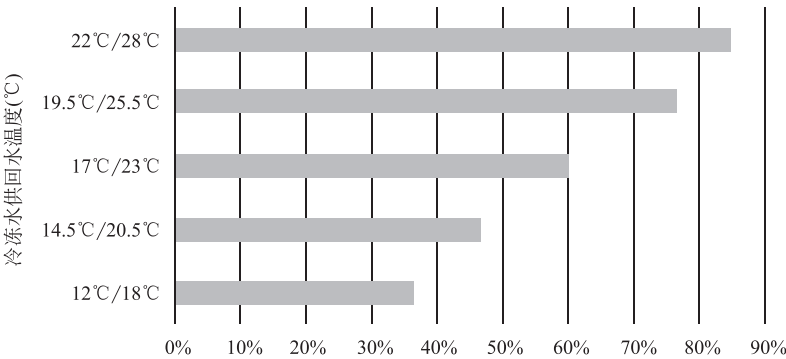


图 5.2-17 甘肃兰州地区间接蒸发冷却塔-冷机系统相比于普通冷却塔-冷机系统的年节能率

从等效冷冻水供水温度的角度看，采用间接蒸发冷却塔-冷机流程，其全年能耗相当于将普通冷却塔-冷机流程冷冻水供水温度提升 3.7℃左右的全年能耗，节能优势明显。在兰州地区，当冷冻水供水温度达到 21℃时，可实现仅靠间接蒸发冷却塔全年自然冷却。

3) 间接蒸发冷却塔应用于云南的节能效果

对于云南典型城市昆明，不同供回水温度时，自然冷却时长及冷源系统的能耗对比，如图 5.2-18 和图 5.2-19 所示。

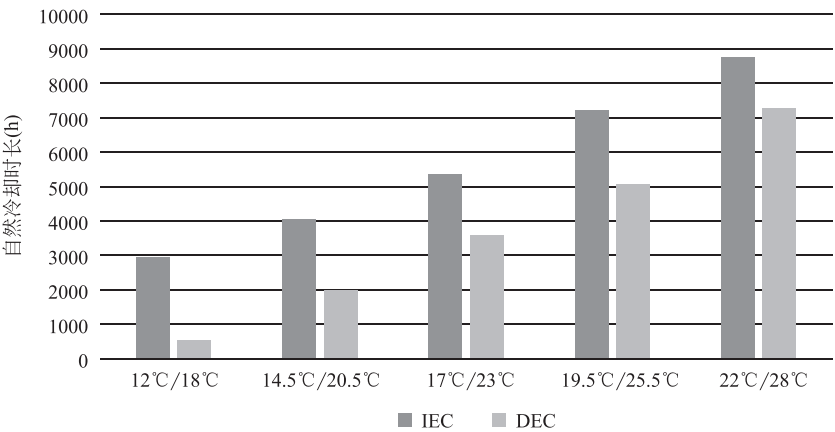


图 5.2-18 云南昆明地区间接蒸发冷却塔 (IEC) 和普通冷却塔 (DEC) 不同冷冻水供水温度自然冷却的时长

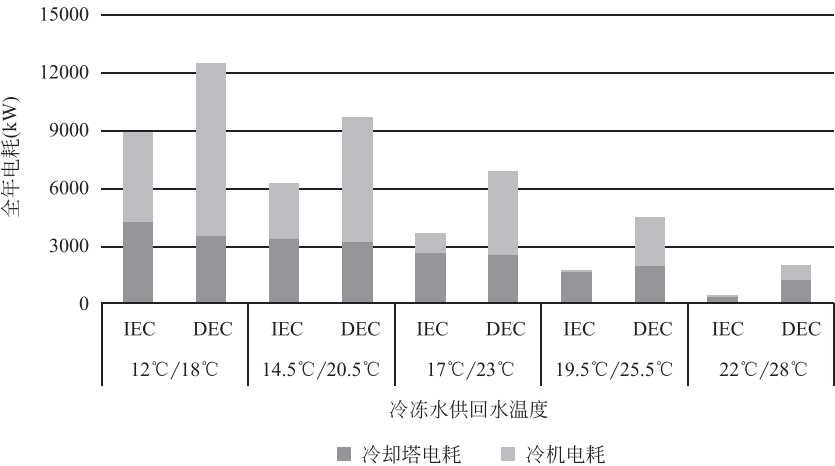


图 5.2-19 甘肃兰州地区间接蒸发冷却塔 (IEC) 和普通冷却塔 (DEC) 不同冷冻水供水温度能耗

对于云南昆明地区，间接蒸发冷却塔系统相比于普通冷却塔系统，冷源系统年节能率为 28.6%~84.7%，且随着冷冻水供水温度的升高而升高，如图 5.2-20 所示。

从等效冷冻水供水温度的角度看，采用间接蒸发冷却塔-冷机流程，其全年能耗相当于将普通冷却塔-冷机流程冷冻水供水温度提升 3.2℃左右的全年能耗，节能优势明显。由于云南气候条件独特，湿球温度集中，且全年几乎没有很高的湿球温度，当冷冻水供水温度达到 21℃时，即可实现仅靠间接蒸发冷却塔全年自然冷却。

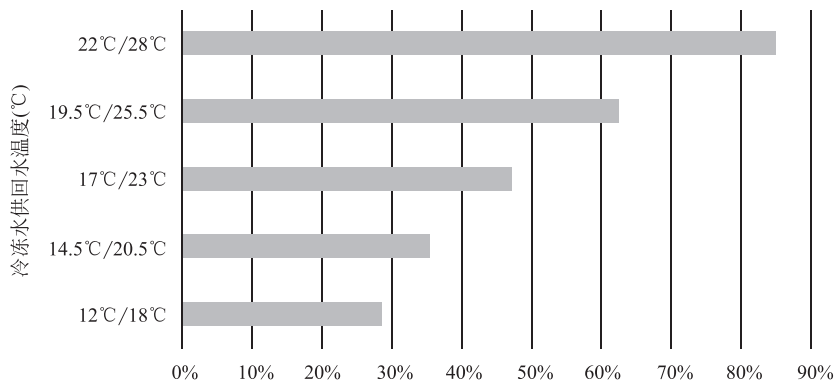


图 5.2-20 云南昆明地区间接蒸发冷却塔-冷机系统相比于普通冷却塔-冷机系统的年节能率

通过上述分析可见，对于寒冷及干燥地区，间接蒸发冷却塔作为自然冷源，相比于普通冷却塔自然冷却冷源系统年节能率 24%~85%，节能效果明显；其能耗相当于将冷冻水供水温度提升 3~4℃

以间接蒸发冷却塔搭配冷水机的冷源系统为例，探究不同气象条件时，蒸发冷却为自然冷却的冷源系统运行效果。图 5.2-21 与图 5.2-22 展示了冷冻水供水温度在 12~22℃ 时，不同地区自然冷却时长过、渡季时长以及全年风机能耗、冷机能耗。

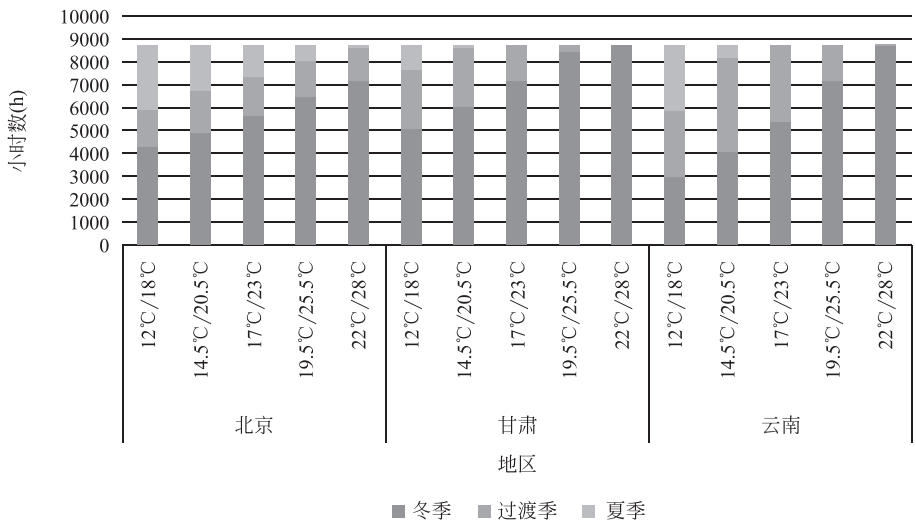


图 5.2-21 不同地区不同冷冻水温度，间接蒸发冷却自然冷却时长汇总

由此可见，甘肃、宁夏等西北地区，气候干燥且寒冷，露点温度低，干空气能丰富，冬季室外气温低于 0℃ 时较长，是间接蒸发冷却塔最适合应用的区域。北京、河北地区处于北方地区，气候寒冷且较为干燥，过渡季时间短，自然冷却时间长，同时结冰风险也大。云南地区气候温和，干球温度、湿球温度、露点温度波动小，当冷冻水温度高于 17℃ 时，系统能耗可与甘肃相当，所以云南地区非常适用供水温度较高的间接蒸发冷却塔。对于在北京、甘肃、云南地区的数据中心，直接或间接蒸发冷却塔作为自然冷却的冷源系统，可以提出如下几点设计方法：

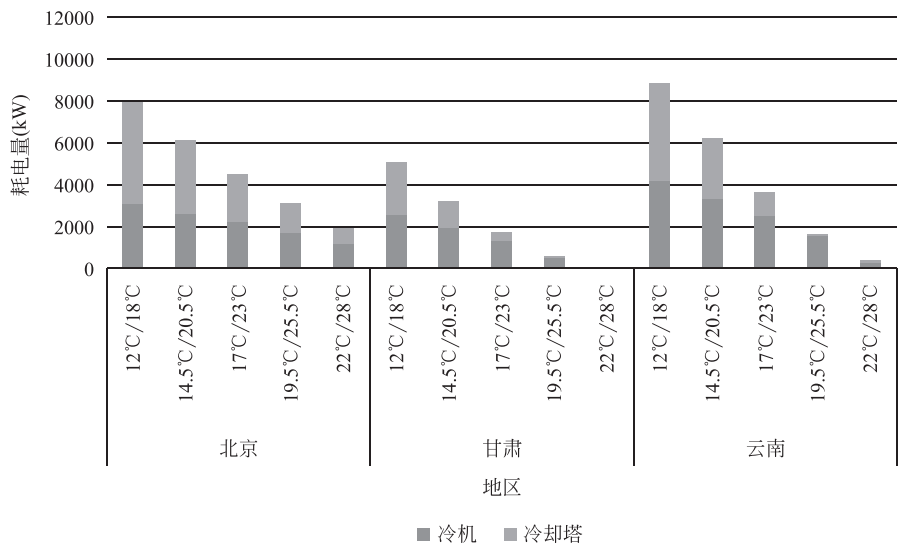


图 5.2-22 不同地区冷源系统耗电量随冷冻水温度的变化

1) 北京地区，采用间接蒸发冷却塔可以有效解决结冰问题，夏季可降低冷却水供水温度，降低冷机能耗。此外，北京地区过渡季时间较短，自然冷却接入冷源串联和并联两种方式对冷源系统全年能耗差异不大。

2) 甘肃地区，间接蒸发冷却流程能充分发挥气象条件的天然优势。所以从室外气象条件的角度讲，西北地区是最适宜采用间接蒸发冷却流程的区域。

3) 云南地区“四季如春”，气候温和，湿球温度和露点温度集中。当供水温度高于21℃时，冷源系统全年能耗开始低于部分北方地区，更容易实现全年自然冷却。所以对于云南地区，可以根据其独特的气象条件，设置相匹配的冷源系统参数以及不同负荷率时的运行模式。

5.2.4.2 自然冷却风冷冷水机组

由于风冷冷水机组结构紧凑，在数据中心领域也有较多应用。一般主流厂家风冷自然冷却螺杆机的设计冷量为300~1500kW，为了实现低温环境下利用自然冷源降低制冷系统能耗，应用在数据中心领域一般会搭载自然冷却功能。图5.2-23为典型自然冷却风冷冷水机组的原理图。这样的设计有利于在过渡季节及冬季充分利用自然冷源与冷水换热，实现全年供冷需求的系统节能。

其具体的工作原理如下：

1) 夏季与常规风冷冷水机组一样运行制冷，压缩机和风机开启，冷冻水回水直接流经蒸发器。

2) 过渡季节当室外环境温度低于室内时，开启自然冷却功能，冷冻水回水先经过自然冷却盘预冷，再进入蒸发器，冷却风机满负荷运行，最大程度降低冷却水温度，自然冷却制冷量不够部分由压缩机制冷接力（压缩机只输出部分能力），通过压缩机的转速调节，使得冷冻水温度降低到目标温度。当室外环境温度越低时，自然冷却的制冷量越大，压缩机的能耗越小。

3) 冬季当室外环境温度低至可供所有室内需要的冷量时，冷冻水回水经过自然冷却

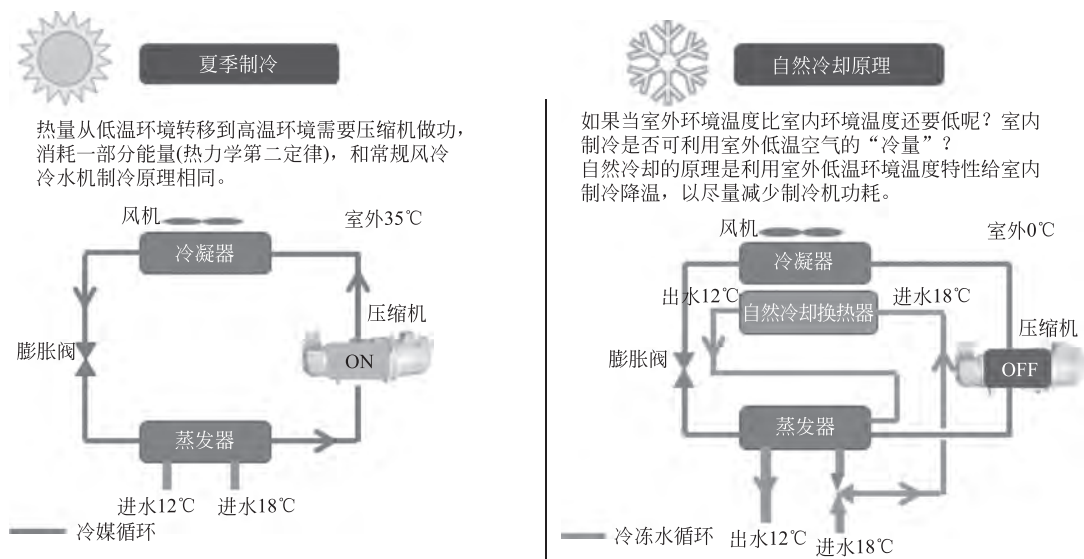


图 5.2-23 自然冷却风冷冷水机组

盘管，冷冻水完全由室外冷空气进行冷却，此时压缩机关闭，只消耗少量风机能耗（压缩机不做功），达到百分之百自然冷却。

以北京某数据中心自然冷却风冷螺杆冷水机组应用为例，冷冻水进/出水温度：18℃/12℃，30%乙二醇水溶液。如图 5.2-24 所示，相比常规风冷螺杆冷水机组，在室外低环境温度时，COP 最高可提高 28 倍，年节能率达到 37%。

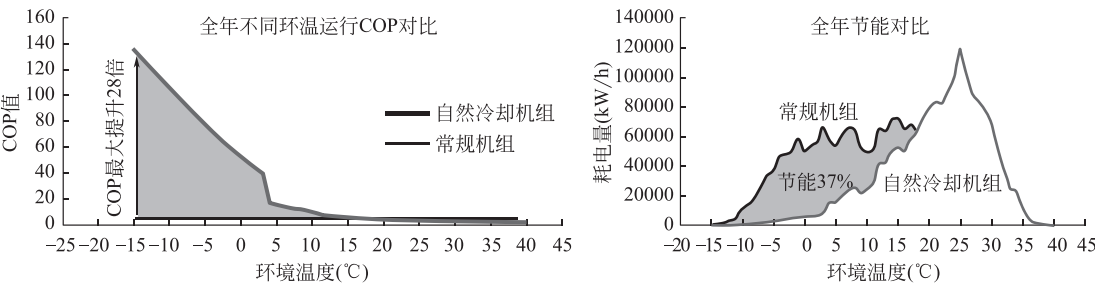


图 5.2-24 自然冷却风冷冷水机组全年运行效果（北京）

5.3 高效蒸发冷却系统

数据中心机房全年需要提供冷量，所以数据中心机房可以尽可能多的利用室外自然冷源，通过一定的处理过程送入机房，带走服务器发热量。在我国，早在 20 世纪 60 年代就有将蒸发冷却技术作为自然冷源替代人工冷源的研究，引起国内学者的关注。蒸发冷却空调技术是一项以水作为冷却介质，通过水分蒸发吸热进行冷却的技术，同时也是一项健康、节能、经济和低碳的通风空调技术。目前，蒸发冷却技术以其独特的特点在数据中心机房中的应用中已经得到了一定程度的推广。蒸发冷却技术在数据中心机房的主要应用形式分为蒸发冷却制取冷风、冷水以及蒸发冷凝等技术，如表 5.3-1 所示。

几种冷源系统方案自然冷却模式切换条件 表 5.3-1

种类	蒸发冷却技术	冷源温度	特点	适用范围
制取冷风	直接蒸发冷却	室外湿球温度（直接蒸发冷却；间接蒸发冷却，室外风作为二次风）	1. 影响机房湿度，带来灰尘； 2. 风机能耗高	适用于空气质量好、干燥气候、中小型数据中心
	间接蒸发冷却	室外露点温度（间接蒸发冷却，送风的一部分为二次风）		
制取冷水	直接蒸发冷却塔	室外湿球温度	冬季存在结冰问题	大型数据中心；不适用于高湿度地区
	间接蒸发冷却塔	室外露点温度	防冻、冷源温度低	
制取冷媒	蒸发式冷凝器	室外湿球温度	机组结构紧凑、无冷却塔、冬季干式冷却	适用空气质量好、中小型数据中心

蒸发冷却不使用压缩机，相比传统电制冷空调可节能 70% 左右，蒸发冷却最大输入功率只有机械制冷空调的 30%，可减少空调系统对电力容量的需求量，在同等电力容量下，可提高 IT 机柜的安装数量，相同机柜下减少高低压供电系统的投资金额。

5.3.1 蒸发冷却制取冷风技术

干燥空气由于处在不饱和状态而具有制冷、制热或者发电的能力。其中通过蒸发冷却技术使空气降温是目前可实现的干空气能利用效率最高的方式。通过蒸发冷却技术制取冷风的基本途径有两种：直接蒸发冷却和间接蒸发冷却。目前，国内外数据中心对直接蒸发冷却技术和间接蒸发冷却技术均有应用，尤其对于采用间接蒸发冷却技术制取冷风的形式已成主流。

5.3.1.1 直接蒸发冷却制取冷风技术

直接蒸发冷却器中，填料被循环水反复喷淋。理想的蒸发冷却是绝热的，过程中空气没有显著的焓升或焓降，其过程路径沿等焓线变化，如图 5.3-1 所示。

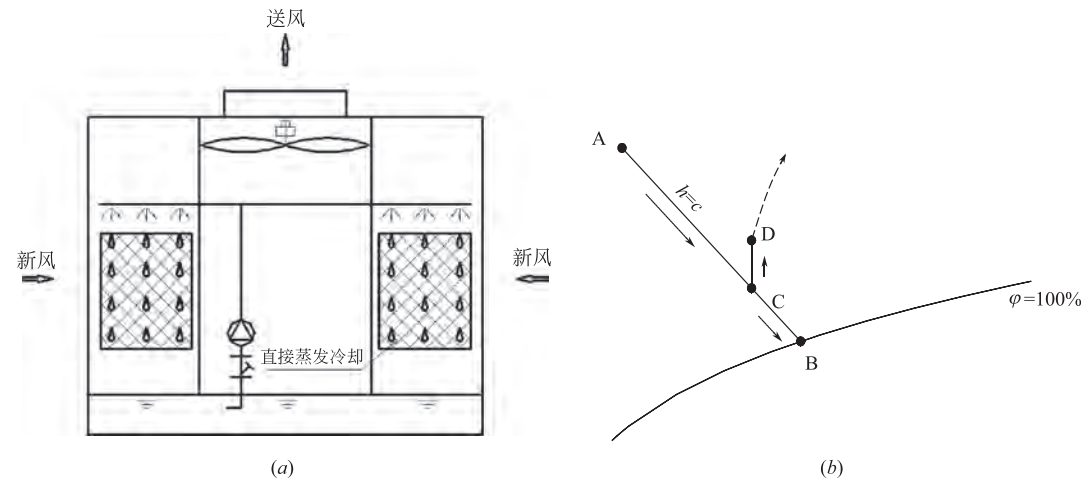


图 5.3-1 直接蒸发冷却器结构示意图、空气处理过程焓湿图
(a) 基本结构；(b) 空气处理过程焓湿图

图 5.3-1 中 A 点代表进入直接蒸发冷却器的室外空气，B 点代表进口空气的湿球温度。当水反复且快速地与空气接触后，水温等于 B 点温度。空气的显热转移到水表面并变为蒸发潜热，空气的干球温度下降。水吸收潜热变成水蒸汽进入空气中，空气的含湿量增大而焓值不变。大部分空气与水接触并沿着从 A 到 B 的等焓线被降温加湿。少部分空气从填料或水滴的空隙间漏出，仍然保持在状态点 A。在离开加湿段时，两部分空气混合得到状态为 C 的空气。C 状态空气在通过风机和风管时，产生摩擦并吸收从外界得到的显热，状态变化到 D 点。D 状态的空气送入数据中心机房，沿热湿比线吸收数据中心机房的设备散热量。大多数进水温度低、水再循环速度快且遮光良好的直接蒸发冷却器可接近这个理想过程。

直接蒸发冷却技术在数据中心机房的应用主要有两种类型：一类是用蒸发式冷气机给机房进行降温；另一类是利用直接喷雾降温的形式给机房进行降温。其中，蒸发式冷气机为全新风的通风方式，实现等焓加湿降温的空气处理过程，同时蒸发式冷气机也相当于湿式过滤器，其核心部件填料具有良好的吸水性能及过滤功能，蒸发式冷气机达到了降温、换气、过滤的三重功效。蒸发式冷气机在通信行业实际工程的节能改造中已经得到了广泛的应用，表 5.3-2 给出实际测试数据所显示的各项目改造前后能耗对比，可见如果能在机房要求、环境空气质量等条件允许的情况下，使用直接蒸发冷却将对数据中心产生巨大的节能意义。

直接蒸发冷却节能改造项目实测能耗对比 表 5.3-2

项目名称	改造前耗电量 [(kWh) /天]	改造后耗电量 [(kWh) /天]	节能率 (%)
福州某通信机房	496	37.8	92
哈尔滨某数据中心	1192	169	85
绥化某数据中心	1430	286	80

5.3.1.2 间接蒸发冷却制取冷风技术

如图 5.3-2 所示，以板翅式间接蒸发冷却器为例，换热芯体将一次空气与二次空气分隔开，形成干通道和湿通道。在干通道中，一次空气从状态点 1 等湿冷却至状态点 2，空气处理过程见图 5.3-2 (b)。二次空气状态变化过程可简化成两部分：从状态点 1 沿等焓线降温至状态点 2’；吸收一次空气传递的热量后由 2’ 升温。在升温过程中，由于水继续蒸发进入空气，使其状态变化到 3。所以，在间接蒸发空气冷却器中，二次空气出口温度和湿度都高于相同进口条件下的直接蒸发冷却器空气出口状态。

为了提高间接蒸发冷却的效率，Maisotsenko 等提出“M-循环”间接蒸发冷却，即露点间接蒸发冷却器。在干通道的末端部分有一些小孔，进入干通道的空气在通道末端分成两部分，一部分沿着通道流动降温后送入需要供冷的空间；另一部分在干通道中被等湿冷却后进入湿通道成为二次空气，其干球温度和湿球温度均降低。二次空气进入湿通道后与被水湿润的换热面接触。这种露点式间接蒸发冷却空气处理过程见图 5.3-3。状态为 1 的空气进入设备，通过换热面向湿通道传热，温度降低且没有水蒸气传入，空气状态达到点 2。一部分空气送入房间，余下的则进入湿通道，在那里首先吸收了湿通道的水蒸气达到饱和，然后继续吸收由于干通道传递的显热。这部分显热使湿通道中更多的水蒸发形成蒸汽进入空气中。最终，3 状态点湿热的饱和空气排到室外。基于“M-循环”的间接蒸发换热

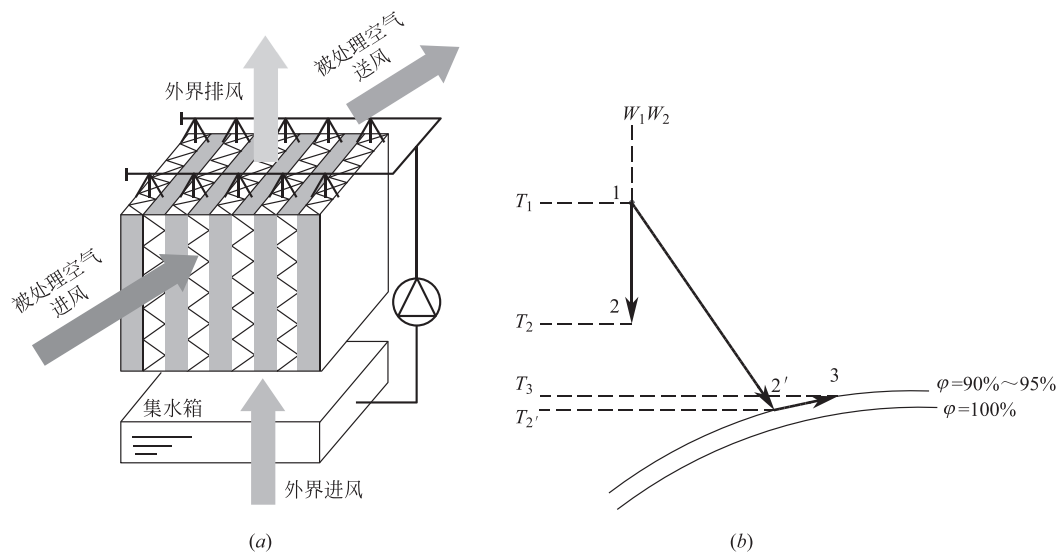


图 5.3-2 间接蒸发冷却器结构示意图、空气处理过程焓湿图
(a) 基本结构; (b) 空气处理过程焓湿图

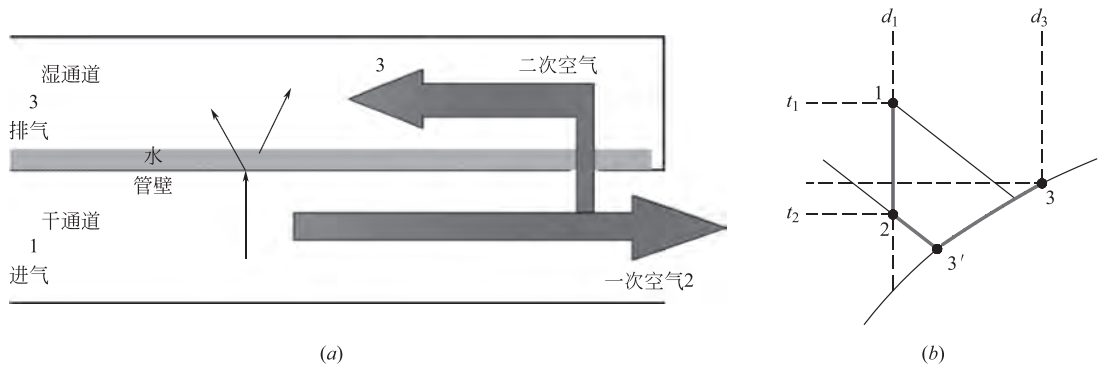


图 5.3-3 露点间接蒸发冷却器结构示意图、空气处理过程焓湿图
(a) 基本结构; (b) 空气处理过程焓湿图

器，开发了一系列露点间接蒸发冷却器产品。实验测试结果表明，处理后的空气可以低于湿球温度接近露点温度。

5.3.1.3 蒸发冷却与机械制冷结合制取冷风技术

近年来，蒸发冷却与机械制冷结合制取冷风技术在数据中心实际应用过程中产生很大的节能效果，引起行业的广泛关注。间接蒸发冷却空调机组因不把室外新风引入机房内部，有较好的市场应用前景。如图 5.3-4 所示，针对于数据中心全年运行的特点，间接蒸发冷却需要辅助以机械制冷，其三种典型运行模式为：当室外温度较低时，室内外空气直接在空气-空气换热器中进行显热交换，此时蒸发冷却不工作，称为干模式；当室外温度较高时，仅靠室内外显热交换无法满足室内送风温度的要求，则需启动蒸发冷却对室外空气喷雾降温，确保机组冷量，此模式为湿模式；当室外温度较高且湿度较大时，需要启动机械制冷来辅助冷却，此模式为混合模式。数据中心制冷系统需要全年不间断运行，尽可

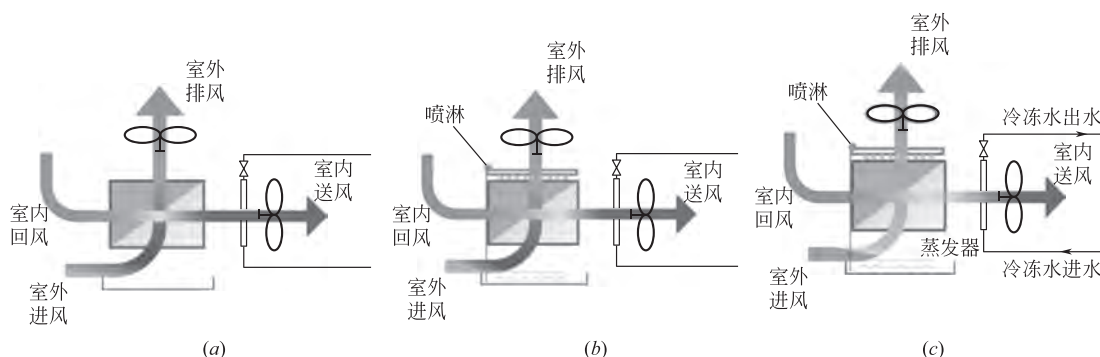


图 5.3-4 数据中心间接蒸发冷却与机械制冷结合空调机组运行模式

(a) 干模式；(b) 湿模式；(c) 混合模式

能多的时间使用自然冷却而减少机械制冷的运行时间是数据中心空调系统节能的重要手段之一。

5.3.2 蒸发冷却制取冷水技术

以蒸发冷却技术制取冷水与制取冷风的原理相同，但获得的冷量形式不同，水侧蒸发冷却技术是根据水蒸发冷却原理，采用直接蒸发冷却或间接蒸发冷却技术手段制取冷水的空调技术。蒸发冷却制取冷水技术在数据中心的应用，因冷源设备相对较集中，避免了风道、空调机组等设备占用太多空间，且水侧输配系统能耗相对较小。

利用蒸发冷却技术制取冷水最常见的方式为冷却塔。为降低大型数据中心冷却系统的电耗，采用水冷制冷系统并将数据中心建在北方成为重要的措施之一。为了进一步降低冷却塔的出水温度，并防止冬季低温环境下的冷却塔结冰问题，提出了间接蒸发冷却塔原理，并在实际工程中得到了应用。

5.3.2.1 间接蒸发冷却塔用于数据中心的系统原理

利用间接蒸发冷却塔与机械制冷相结合实现数据中心排热的系统原理如图 5.3-5 所示，冷却塔进风先经过冷却水预冷（夏季）/预热（冬季）后再进入填料塔，与喷淋水进行传热传质，降低冷却水的温度，其极限是解决空气的干球温度。根据预冷/预热方式不同，可以分为冷却水回水预冷/预热与冷却水供水预冷/预热两种。当数据中心要求的冷冻水温度提高到 $17\sim 22^{\circ}\text{C}$ 的水平时，对于西北干燥地区，可以实现全年利用间接蒸发冷却塔排热，而取消电制冷机。

5.3.2.2 间接蒸发冷却塔的实测性能分析

(1) 间接蒸发冷却塔的夏季性能分析

采用间接蒸发冷却塔，夏季工况，通过空气-水换热器对空气进行等湿降温，在各部件实现流量匹配的时候，夏季工况制出的冷却水极限温度为进风露点温度，其原理如图 5.3-6 所示。此时相比普通冷却塔，可以较大幅度降低冷却水出水温度，从而提高冷机的 COP，降低系统电耗，降低系统的 PUE。并且，当冷冻水设计温度达到 $18\sim 20^{\circ}\text{C}$ 时，对于西北干燥地区，还可以利用间接蒸发冷却塔独立制备出机房所需的冷水，从而取消电制冷机，使得机房进一步节能。图 5.3-7 给出了夏季实测的间接蒸发冷却塔的出水温度，低

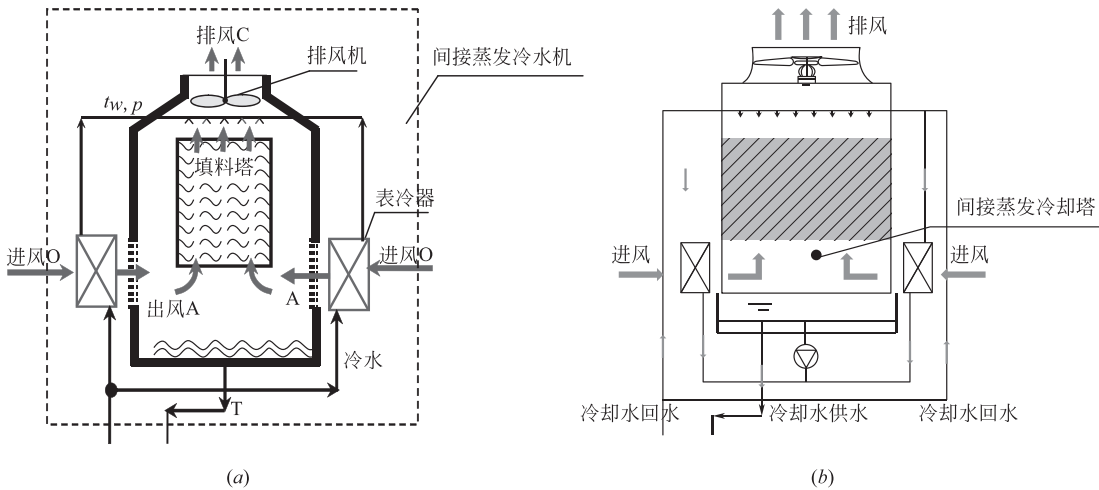


图 5.3-5 间接蒸发冷却塔与机械制冷机组相结合的机房冷源方案
(a) 冷却水回水预冷/预热; (b) 冷却水供水预冷/预热

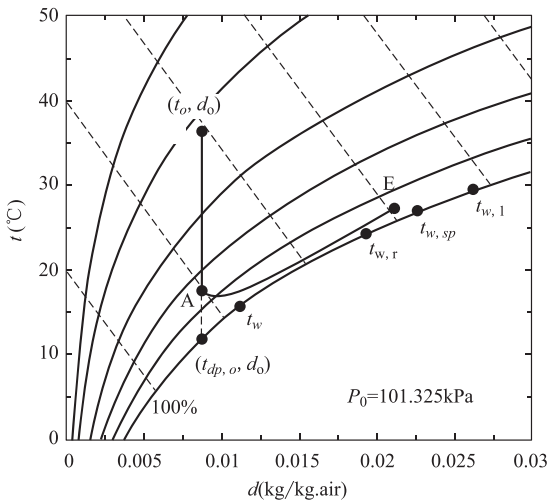


图 5.3-6 间接蒸发冷却塔夏季制备冷水的原理

于室外湿球温度，基本处在湿球温度与露点温度的平均值。

(2) 间接蒸发冷却塔实现冬季防冻的性能分析

1) 实现防冻的原理

如图 5-29 所示的间接蒸发冷却塔的流程，冬季的工况，系统的冷源侧的冷水回水首先经过间接蒸发冷却塔的表冷器和室外新风进行换热，此时冷水回水温度高，室外新风温度低，冷水通过表冷器能够对新风加热，冷水回水温度一般在 10°C 以上，其能够将室外风升温至 10°C ，这样，室外风经过表冷器被冷水回水加热后再进入填料塔和喷淋的冷水接触蒸发冷却，整个蒸发冷却过程空气与水的温度均高于 0°C ，并且一般情况也能保证空气的湿球温度高于 0°C ，这样整个喷淋过程就没有冻的风险，实现了冬季防冻。并且，此时表冷器和填料塔共同承担对冷水回水降温的任务，所需的进风量减小，进风更容易通过表冷

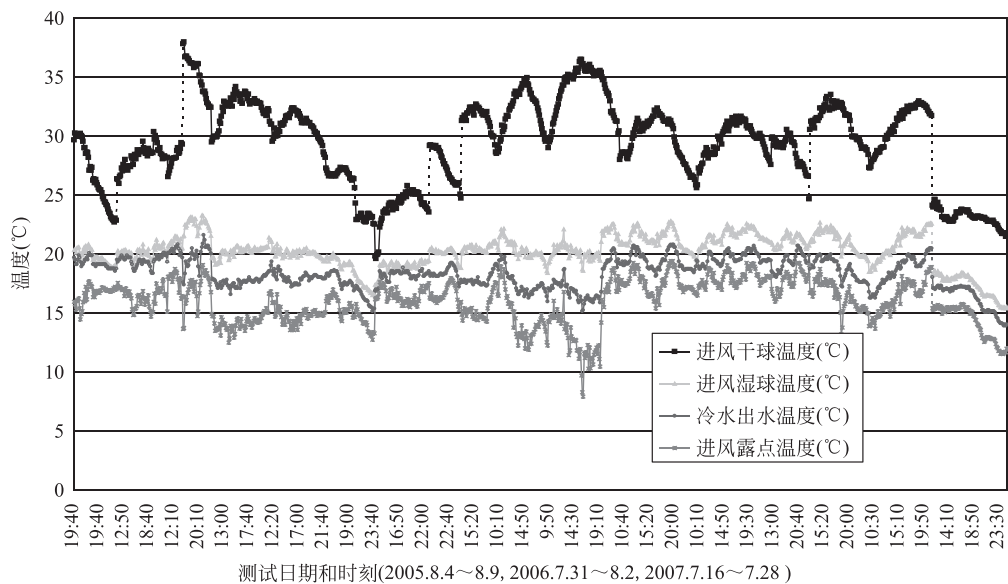


图 5.3-7 间接蒸发冷却塔实测出水温度

器被升温；且充分利用了室外的干燥特性通过蒸发冷却对冷水回水降温，和干冷器相比，所需的表冷器面积也大幅度减少，系统变得更加经济可靠。

图 5.3-8 在焓湿图上表示出了间接蒸发冷却塔的一个冬季运行工况。该工况为室外温度极低的一个极端工况，室外干球温度 -40°C ，冬季机房设计回水温度 14°C ，设计出水温度 10°C 。图 5-32 中，O 为室外空气状态，A 为经过间接蒸发冷却塔表冷器升温后的空气状态，C 为排风状态， t_{wr} 为机房回水温度， t_{wp} 为经过表冷器后的冷水出水温度， t_{wo} 为经过喷淋塔之后的间接蒸发冷却塔出水温度。表 5.3-3 给出了该工况各参数的状态，以及该工况间接蒸发冷却塔的气水比（空气与水的质量流量之比）。

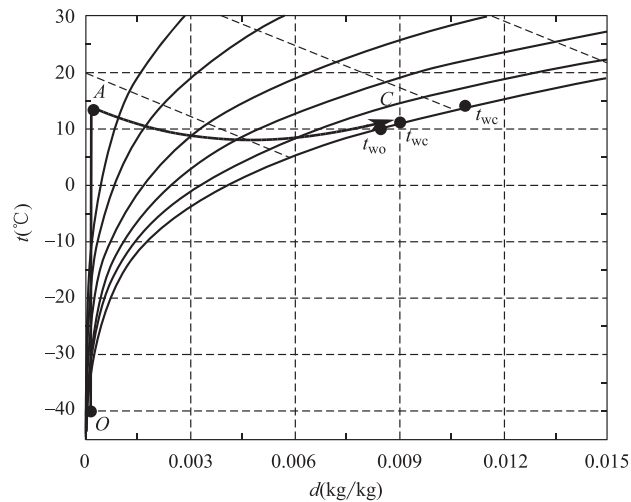


图 5.3-8 间接蒸发冷却塔冬季防冻原理

间接蒸发冷却塔冬季工况各参数状态 表 5.3-3

进风温度 t_O	表冷器出风 温度 t_A	表冷器出风湿 球温度 $t_{A,s}$	排风温度 t_C	冷水回水 温度 t_{wr}	表冷器出水 温度 t_{wp}	间接蒸发冷却 塔出水温度	气水质量 流量比
-40℃	13.8℃	2.5℃	11.0℃	14℃	11.1℃	10℃	0.23

由图 5.3-8 可知，在室外干球温度为 -40℃ 的情况下，当机房的供/回水温度设计为 10℃/14℃ 时，室外空气经过间接蒸发冷却塔的表冷器被加热到了 13.8℃，表冷器的出风的湿球温度为 2.5℃，也高于 0℃，而经过空气-水蒸发冷却过程，空气的排风温度为 11.0℃；冷水回水温度 14℃，进入表冷器加热室外风后自身降低到 11.1℃，之后经过蒸发冷却过程被降至 10℃，作为机房冷源侧的供水被输出系统。可见发生在间接蒸发冷却塔内部的空气和水直接接触的整个蒸发冷却过程，空气的干球温度高于 11℃，空气的湿球温度高于 2℃，水温高于 10℃，整个过程都不存在结冰的风险。从图 5.3-8 所示的焓湿图过程可知，利用间接蒸发冷却塔在冬季制备冷水，其能够防冻的核心是通过间接蒸发冷却塔的表冷器利用机房回水对室外风升温，使得空气和水直接接触的蒸发冷却过程在高温的环境下完成。

同时除了冷却塔不冻之外，表冷器也需要合理的设计，使得表冷器不冻。需要保证表冷器内部盘管的水流速，并进行准逆流或顺流的设计，绝不能设计为叉流的盘管，从而保证表冷器不冻。

可见，间接蒸发冷却塔防冻的功能通过机组自身的流程而实现，不需要任何切换，其冷水流程的运行模式和夏季工况是一致的，这样省去了阀门切换的麻烦，同时使系统可以全年安全可靠的运行。并且，当要求的冷冻水温度升高之后，利用间接蒸发冷却塔可以更加安全可靠的实现防冻。

a. 实测防冻性能

图 5.3-9 给出了间接蒸发冷却塔在室外 -16~-17℃ 时的实测性能，表冷器后风温可以升到 10℃ 之上，保证了冷却塔不冻，并且，表冷器的实测最低表面温度也在 5℃ 左右，也保证了表冷器不冻。

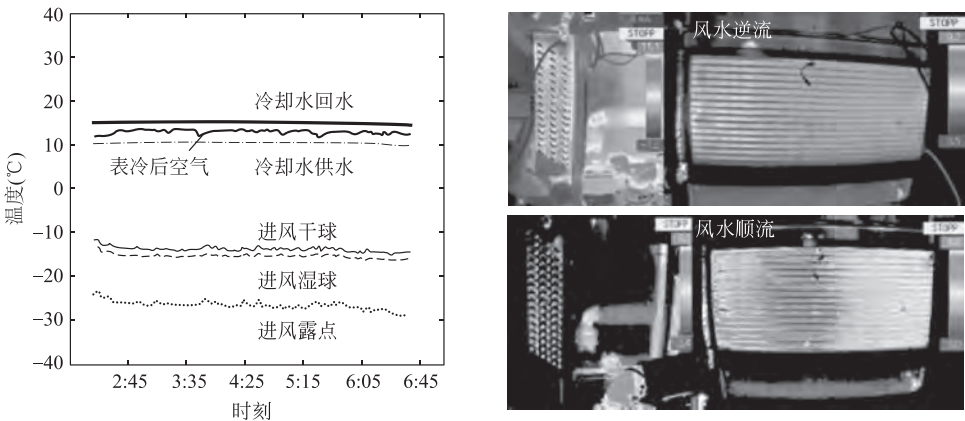


图 5.3-9 间接蒸发冷却塔的实测防冻效果

(3) 全年不同工况间接蒸发冷却塔出水温度的调节方法

由上述系统全年的运行策略可知，间接蒸发冷却塔运行在全年变化的工况下，由于机

房的排热量全年基本稳定，要求间接蒸发冷却塔满足全年排热的要求。

对于夏季工况，对间接蒸发冷却塔的要求是能够排掉机房所有的热量和与机械制冷压缩机的耗电量相当的热量之和，在满足排热量的前提下，要求间接蒸发冷却塔出水温度越低越好，以提高机械制冷机组的 COP。因此对于夏季工况，在不同的工况下间接蒸发冷却塔并不进行主动调节，即当室外工况变好时，并不减少机组的排风量，并不调节间接蒸发冷却塔的水量，从而可使得机组的出水温度在满足排热之后最低，以充分提高机械制冷机组的 COP。图 5.3-10 给出了不同的室外湿球温度下，当间接蒸发冷却塔的排热量不变时，间接蒸发冷却塔的出水温度的变化。

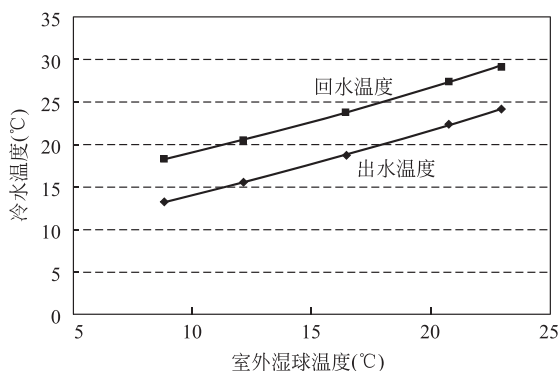


图 5.3-10 间接蒸发冷却塔供回水温度随室外湿球温度的变化

由图 5.3-10 可知，随着室外湿球温度的降低，间接蒸发冷却塔的出水温度也随之降低，室外湿球温度每降低 1℃，间接蒸发冷却塔的出水温度降低 0.7℃，机械制冷机组的冷凝温度随之降低，COP 升高，COP 升高的具体值取决于机械制冷机组自身的性能。

对于冬季工况，此时间接蒸发冷却塔独立作为机房空调的冷源，其仅需排掉机房的所有产热，不再包含机械压缩制冷的功。此时需要保证间接蒸发冷却塔出水温度的稳定，调节的方法是，冷却水流量不变，仅需调节间接蒸发冷却塔的排风机频率，从而通过调节排风量使得在不同的室外工况下间接蒸发冷却塔的出水温度稳定。以要求的出水温度 10℃ 为例，图 5.3-11 给出了为保证间接蒸发冷却塔出水稳定在 10℃，冷水流量不变，冷水回水温度 14℃，间接蒸发冷却塔的气水质量流量比随室外湿球温度的变化。

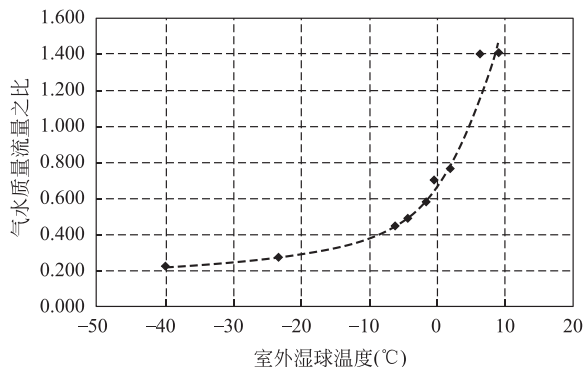


图 5.3-11 间接蒸发冷却塔气水比随室外湿球温度的变化

由图 5.3-11 可知，当利用间接蒸发冷却塔独立为机房供冷时，随着室外湿球温度的降低，冷水流量不变，可以相应地调节间接蒸发冷却塔的排风量，保证间接蒸发冷却塔的供水温度保持不变。可见，间接蒸发冷却塔的控制策略非常简单，冷却水侧定流量运行，冷却水管路没有任何随工况变化的切换，只要保证冷却水泵正常运转，就能保证系统全年安全可靠地运行。

5.3.3 蒸发冷却制取冷媒技术

蒸发冷凝式技术是以蒸发冷却（风冷式机械制冷冷凝器或热管冷凝器）为散热实现冷媒冷凝的技术方式，提高机械制冷或热管的效率，同时针对数据中心可以集成相关自然冷却技术进一步降低数据中心制冷系统能耗。蒸发冷凝冷水机组以其高能效比、结构紧凑、无需设置冷却塔、低温下可运行于干模式避免水结冰等优点，已得到了广泛推广，特别适合在数据中心等工业领域使用。

蒸发冷凝技术是一种利用水蒸发和吸收热量的技术。水具有在未饱和空气中蒸发的能力。在没有其他热源的情况下，水也能够自主的与空气进行热湿交换，在此过程中空气将显热传递给水，降低了空气温度，而水吸收空气的显热，汽化为水蒸气，使得空气中的水蒸气含量增加，随着水的蒸发，空气中的水分不仅增加，而且进入空气的水蒸气还会带来蒸发潜热，属于潜热变化。当两种热量相等时，水达到空气的湿球温度。只要空气不饱和，用循环水直接向空气喷淋，即可达到降低空气干球温度的目的。

风冷式冷凝器和水冷式冷凝器都是通过冷却空气或者冷却水的温度变化来冷却换热器内部循环着的高温高压制冷剂的，这两种换热的过程中的冷却流体只有温度变化，即显热变化，往往换热器结构尺寸较大。而蒸发冷凝作为一种高效的散热方式，通过水的蒸发带走高温高压制冷剂的冷凝热，水蒸发过程中发生相态的变化所吸收的汽化潜热要远远高于显热变化，蒸发式冷凝器结构如图 5.3-12 所示。

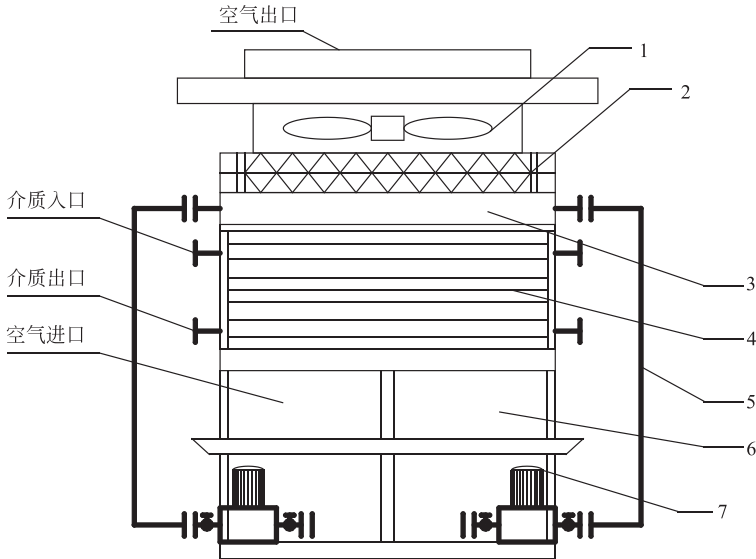


图 5.3-12 蒸发式冷凝器结构

1—风机；2—除雾机；3—喷水系统；4—换热盘管；5—上水管；6—构架水箱；7—循环水泵；

5.3.4 小结

随着蒸发冷却技术在国内外数据中心的应用，数据中心 PUE 及运行成本得以有效降低，引起数据中心行业的极大关注。同时伴随着蒸发冷却技术在中国二十余年的发展，蒸发冷却相关原理与应用研究也日趋成熟，可以为数据中心的建设提供诸多指导。而蒸发冷却空调技术在数据中心的应用过程中，应当充分考虑数据中心和民用及其他工业建筑领域的区别，将蒸发冷却技术用对、将蒸发冷却产品用好。针对于蒸发冷却技术在数据中心的发展，提出以下建议：

(1) 应当以行业协会、组织为依托，加强用户、科研院所、设计院、企业等单位之间的交流，相互包容、团结协作、各展其长，让蒸发冷却技术更好地为数据中心服务。

(2) 要结合实际应用地区的气象条件、建筑结构特点、资源条件等因素，科学合理的确定不同形式的间接蒸发冷却空调系统，达到最优的节能效果。

(3) 相关研究与标准的制定，既要限定不同形式的间接蒸发冷却产品质量，又要从系统运行维护方面对产品进行引导。

(4) 注重优化间接蒸发冷却空调机组结构尺寸，在保证制冷量的同时减小机组的体积，同时应选择合适的安装技术方案，提高空调对建筑的适用能力。

(5) 随着数据中心服务器密度不断增大，以液冷为代表的高效散热方式的出现给蒸发冷却技术带来了前所未有的机遇，蒸发冷却制取冷水、冷风技术在数据中心多尺度冷却系统中应当发挥其节能作用。

(6) 应当因地制宜的在“一带一路”沿线国家做出适应性分析，将蒸发冷却产品与系统方案推向世界，助力构建绿色数据中心。

5.4 高效热管冷却系统

当室外环境温度低于室内环境温度时，室内的热量可以自动从高温环境向低温环境传递，从而实现自然冷却（即不开启制冷机组），回路热管是实现数据中心高效自然冷却的重要技术形式之一。充分利用自然冷源是目前解决数据机房高能耗问题的首选方式，并且从一定时间来看，自然冷源是一种可再生能源，当数据中心利用自然冷源产生与常规机房空调同等制冷量时，所消耗的能源低于常规机房空调的那部分能源即为可再生能源。利用自然冷源比较优异的方式之一就是热管。

5.4.1 回路热管冷却系统思辨

5.4.1.1 蒸气压缩主动制冷循环与回路热管自然冷却循环

如图 5.4-1 所示为制冷循环以及理想热管循环的压焓图。分析热管循环与制冷循环，两者都是通过制冷剂相变传热，在蒸发器中沸腾汽化，在冷凝器中冷凝液化，在传热方式上具有相似性。理想条件下，只要存在传热温差（室外环境温度低于室内环境温度），既可以利用热管系统进行制冷，也可以利用制冷系统进行制冷，故而可以认为制冷系统与热管系统具有相似性或一致性。特别的，对于气相热管系统，它与制冷系统所包含部件配置基本相同，只是根据当前运行工况改变系统部件运行方式，都是通过制冷剂冷凝与蒸发作

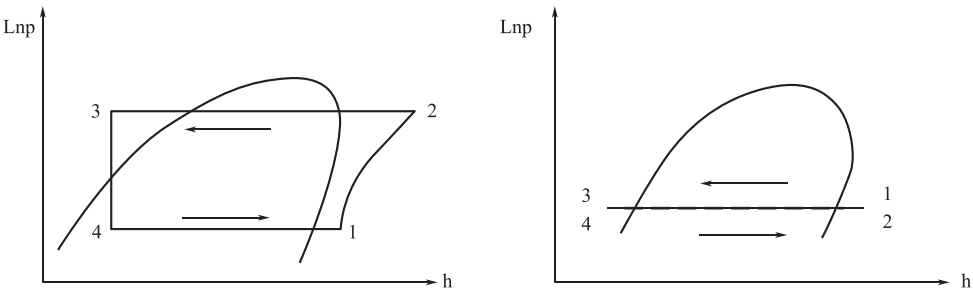


图 5.4-1 制冷/（理想）热管系统压焓图

(a) 制冷循环压焓图；(b) 热管循环压焓图

用实现循环制冷，相似性、一致性更为显著。

而这种热管循环、制冷循环一致性的原理对于如何实现制冷系统更高效节能运行提供了新的思路，下面以目前行业最常见的 24℃ 房间级以及 37℃ 列间级机房空调为例，分析如何利用热管、制冷循环一致性原理实现制冷系统更高效节能运行，如图 5.4-2 和图 5.4-3 所示。

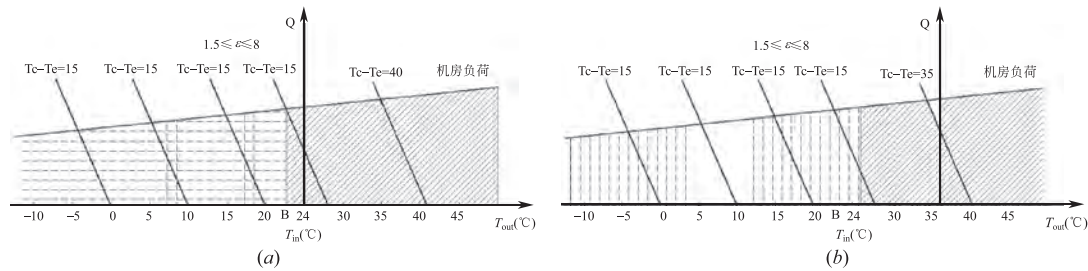


图 5.4-2 常规房间、列间空调运行图

(a) 回风温度 24℃；(b) 回风温度 37℃

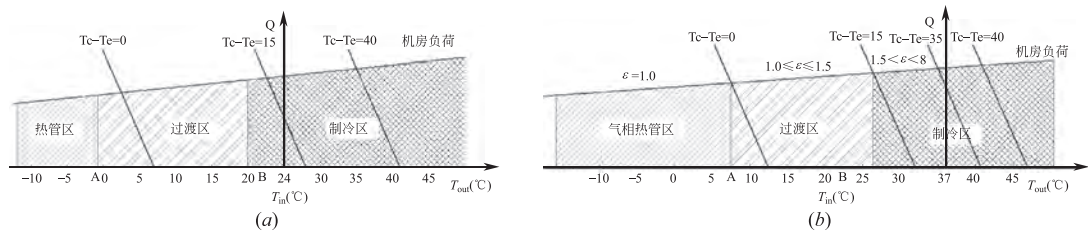


图 5.4-3 热管型空调运行图

(a) 回风温度 24℃；(b) 回风温度 37℃

横坐标 T_{out} 表示室外环境温度（如果室外采用间接蒸发冷却，则 T_{out} 为接近室外空气露点温度，如果室外采用冷却塔直接蒸发冷却，则 T_{out} 为室外空气湿球温度）， T_{in} 表示机房回风温度（如果采用水冷冷水型系统，那么 T_{in} 为室内回水温度、 T_{out} 为室外冷却供水温度），纵坐标表示制冷量/负荷， T_c 表示冷凝温度， T_e 表示蒸发温度；机房负荷随着室外温度略有降低，常规房间/列间空调压缩机只能在压缩比 $1.5 \leq \epsilon \leq 8$ 范围内运行；随着室外温度降低，蒸发温度 T_e 基本维持不变，而冷凝温度 T_c 随着室外温度降低而降

低，在室外温度 $T_{out}=B^{\circ}\text{C}$ 时，为保护压缩机在安全压缩比下运行，系统室外风机会采取降低转速甚至停止的方式运行，即室外温度 T_{out} 低于 $B^{\circ}\text{C}$ 时，系统会一直在 $(T_c-T_e)>15^{\circ}\text{C}$ 状态下运行，故而造成浪费。而采用热管型空调（热管温差换热原理）系统运行时，在室外 $T_{out}>B^{\circ}\text{C}$ 时运行状态与常规机相同，而在室外温度在 $A^{\circ}\text{C}<T_{out}\leq B^{\circ}\text{C}$ 时，系统会采取尽量低压缩比运行，即充分利用自然冷源 $(1.0<\epsilon\leq 1.5)$ ，减少系统运行损失，提高系统运行效率，当室外温度 $T_{out}\leq A^{\circ}\text{C}$ 时，理想情况下，如忽略换热器与管道压力损失，系统运行压缩比 ϵ 为 1，为完全气相热管循环，能效高。实际系统中由于换热器、管路等部件存在，系统具有一定的压力损失，一般在 $1\sim 3\text{bar}$ 之间，故而对应于房间/列间机房空调，实际气相热管循环时压缩比 $\epsilon>1.0$ 。

如图 5.4-4 和图 5.4-5 所示为行业 24°C 及 37°C 回风温度的热管机房空调的最小能效分析图。数据中心制冷可以看成是一个通过室内、外温度差实现能量搬迁的过程，利用热管温差传热的原理，定义温差 $\Delta T=(T_{in}-T_{out})+(T_c-T_e)$ ，其中 ΔT 表示总需求温差，即完成数据中心散热所需的总传热温差，温差 ΔT 随着室外温度降低会有一个很小幅度降低，根据温差换热特性以及现有换热器能力将数据中心制冷系统分为三种情况：

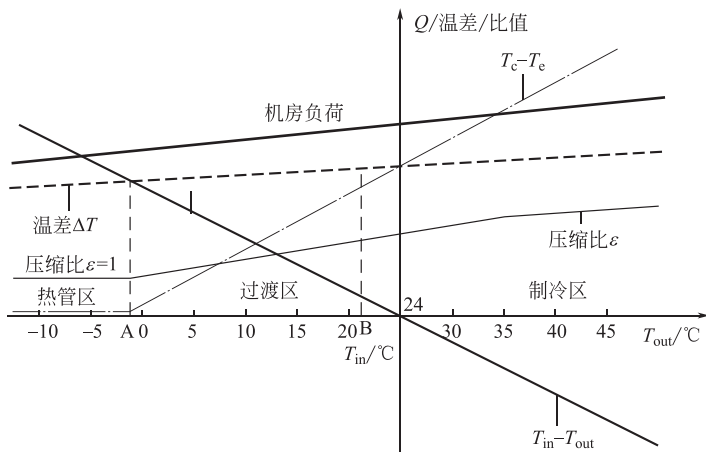


图 5.4-4 24°C 回风最小能耗分析图

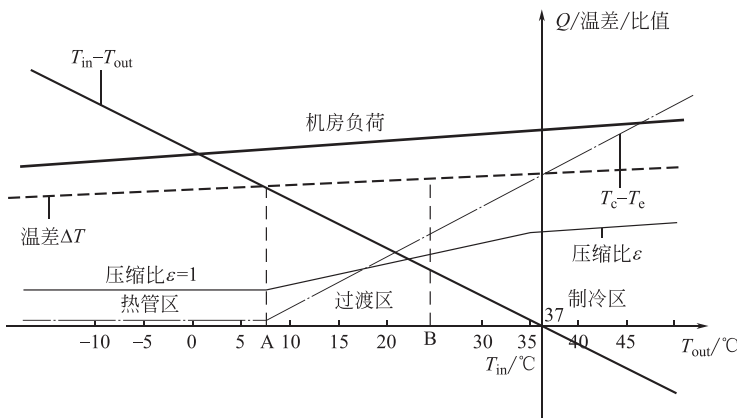


图 5.4-5 37°C 回风最小能耗分析图

(1) 当自然温差足够大时, 即 $(T_{in} - T_{out}) \geq \Delta T$, 此时不需要温差补偿, 甚至还需要减小温差, 因此补偿温差 $(T_c - T_e) \leq 0$ 。实际情况下为保证系统正常运行, 需要通过降低室外风机风速等方式抬高 T_c , 保持 $(T_c - T_e) \geq 0$, 确保系统安全稳定运行。

(2) 当自然温差满足 $0 < (T_{in} - T_{out}) < \Delta T$ 时, 有一定的自然温差, 但小于需要的总传热温差, 必须人为加入一定的补偿温差 $(T_c - T_e)$ 来满足传热要求, 此时补偿温差 $(T_c - T_e) > 0$, 即通过 $(T_{in} - T_{out}) + (T_c - T_e)$ 之和等于 ΔT 。

(3) 当自然温差小于 0 时, 即 $(T_{in} - T_{out}) \leq 0$ 时, 传热温差完全由补偿温差 $(T_c - T_e)$ 提供, 甚至补偿温差 $(T_c - T_e)$ 需要克服负的自然负温差并达到需要的传热温差要求, 此时补偿温差 $(T_c - T_e)$ 很大, $(T_{in} - T_{out}) + (T_c - T_e)$ 之和等于 ΔT 。

5.4.1.2 三种形式回路热管系统

在数据中心热管技术运用中, 以分离式热管较多, 它不仅可以利用室外自然冷源保障计算机房稳定持续工作, 确保房间内部空气品质, 而且能够大幅降低空调系统的运行能耗。根据驱动力不同可分为重力型与动力型, 根据输送工质可分为液相型和气相型, 三类分离式热管各自具有特点, 如图 5.4-6 所示, 其压焓图如图 5.4-7 所示。其中重力热管, 或称为自然循环, 它是以工质气、液体的重力差以及上升气体和下降液体的密度差作为循环动力, 冷凝器在上, 蒸发器在下, 重力循环的驱动力正比于下降管液柱高度而并非两器高差, 两器高差只是下降管液柱高度的上限值, 两器的高差越大并不意味着性能越好。液相动力型分离式热管采用液泵作为动力输送装置, 克服了安装高度限制, 液态工质在液泵驱动下输送至蒸发器蒸发吸热, 蒸发后的气态工质进入冷凝器冷凝成为液态工质, 再次经过液泵作用输送至蒸发器, 如此循环, 为防止气蚀, 一般液泵前需要安装储液器。气相动力型分离式热管采用气泵作为驱动装置, 气态工质在气泵驱动力下输送至冷凝器冷凝, 冷凝后的液态工质进入蒸发器蒸发吸热, 再次经过气泵作用输送至冷凝器, 如此循环, 同样可以克服高度差限制, 在气泵作用下完成循环, 为防止液击, 一般气泵前需要安装气液分离器。

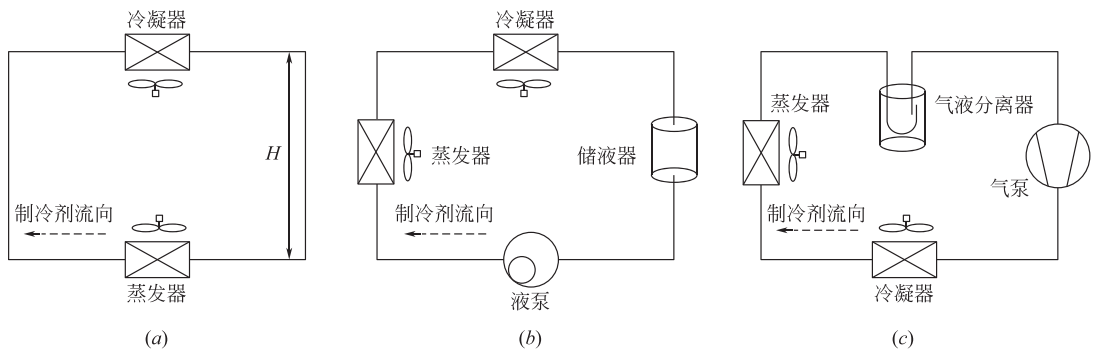


图 5.4-6 三类分离式热管
(a) 重力型; (b) 液相动力型; (c) 气相动力型

动力型分离式热管克服了传统重力型分离式热管在安装位置等方面的缺陷 (重力型分离式热管在落差不足时无法很好地在制冷系统内分布), 改善了制冷剂在系统内的分布状态, 优化了系统换热, 其中液泵增压作用在蒸发侧, 提高了蒸发压力、减小了室内换热温

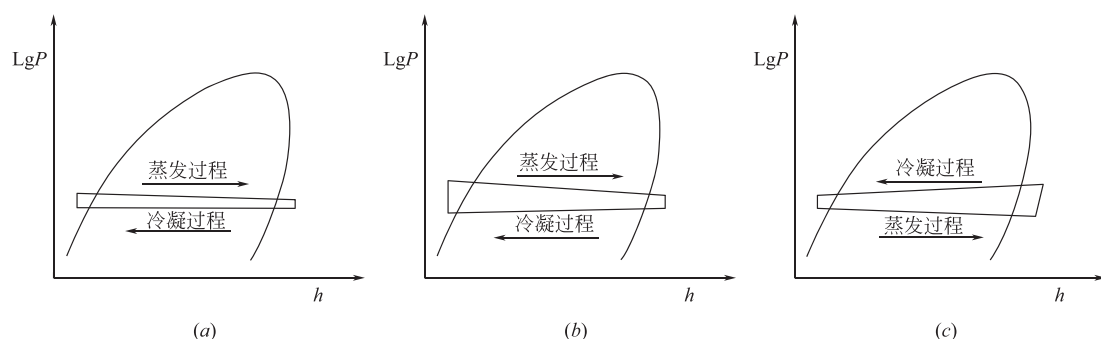


图 5.4-7 三类分离式热管压焓图

(a) 重力型；(b) 液相动力型；(c) 气相动力型

差，降低了冷凝压力，减小了室外冷凝温差，导致系统换热量不足，弱化了理想热管循环（理想热管循环是一个等压循环），不适用于长配管、高落差等阻力较大的工况；而气泵增压作用在冷凝侧，增大了冷凝温差，强化系统冷凝效果，强化了理想热管循环，使得性能比液相动力型分离式热管性能更为优越。目前行业内液泵（制冷剂泵）效率较高，COP 较高，若忽略内、外风机功率，只计算动力输送装置（液泵）的性能，一般 COP 可达到 30~60；气相动力型分离式热管一般采用压缩机升级改造，由于输送介质为气态工质，气态工质密度远小于液态工质，受压缩机气缸排量限制较大，并且压缩机本身泄漏率的存在，故而在同等制冷量前提下，COP 较低，同样不考虑内、外风机功率，只计算动力输送装置（气泵）的性能，COP 一般为 15~30，而常规压缩机也可考虑采用双缸或多缸结构，增加排量，提高 COP。故而可以得出数据中心空调系统动力装置 COP 能效中，重力型分离式热管最高，其次是液相分离式热管，最后是气相分离式热管。

5.4.2 重力型回路热管

5.4.2.1 重力型独立回路热管机房空调系统

回路热管是热管的一种形式，也称重力分离热管，在数据中心冷却中得到了广泛的应用。它是通过工质在室内外两个换热器中的相变传递能量，通过压力差和重力回流作用在管道中实现气液自然循环。如图 5.4-8 所示，整个系统通过制冷工质的自然相变流动将热量从室内排到室外，无需外部动力，运行能耗相比机械制冷系统大幅降低。同时，环路热管传热性能好，能够在近似等温的条件下输送高密度热量，且传热距离远、启动温差小、布置灵活、结构简单紧凑、可靠性高，非常适用于数据中心这类对环境和安全性要求很高的场合。

5.4.2.2 叠加式重力回路热管/蒸汽压缩一体式机房空调系统

如图 5.4-9 所示，它是由常规空调系统与重力型分离式热管直接叠加构成，当室外温度较高时，机组单独运行空调系统制冷，当室外环境温度比机房内部温度低 5℃ 以上时，即可开启分离式热管系统，热管系统制冷能力不足时，则开启制冷系统补偿。实验结果显示，当室外环境温度在 20℃ 左右时，分离式热管型机房空调能够保证设备正常运行，并且机柜出风温度能够得到较好的控制，系统的 COP 随着室外环境温度的降低，从 4.66 升高到 13.9，机组平均能效比可达 9.05，具有显著节能优势；一种重力型分离式热管与蒸汽

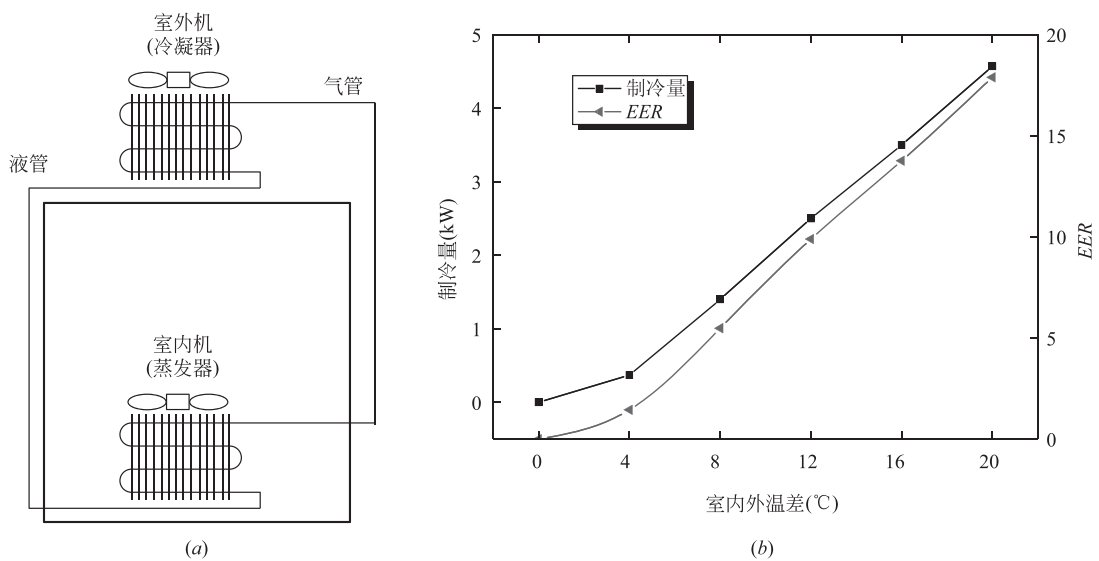


图 5.4-8 重力型回路热管冷却系统原理与性能
(a) 原理图；(b) 性能图

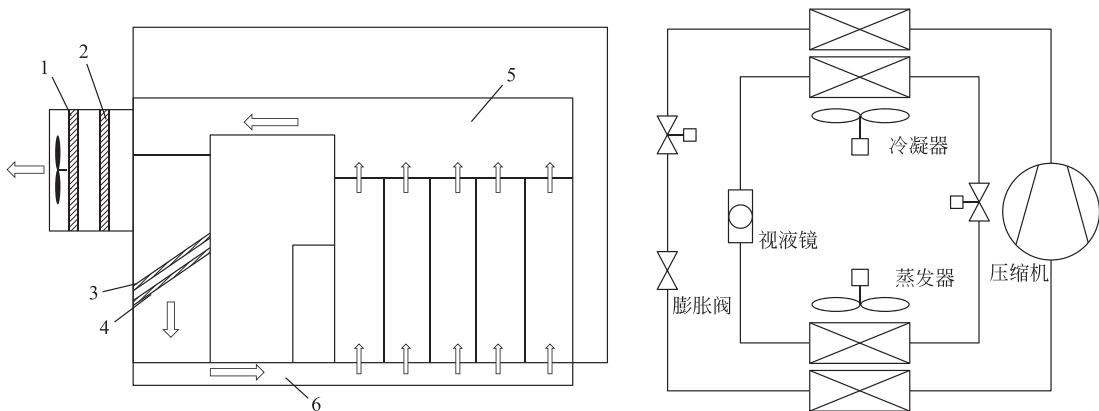


图 5.4-9 叠加式重力回路热管/蒸气压缩一体式机房空调系统
1—空调冷凝器；2—分离式热管冷凝部分；3—分离式热管蒸发部分；4—空调蒸发器；
5—回风风道；6—地下送风风道

压缩式系统的双回路复合空调，它是通过一个叠合型冷凝器与与一个叠合型蒸发器构成，它可以根据机房的工况在热管模式、空调模式和热管空调复合模式之间自由切换，试验结果显示在室外温度为 15℃、进风温度为 35℃ 时，新系统制冷量达 18.5kW，能效比为 4.4，当室外温度为 15℃、进风温度为 25℃ 时，制冷量达 14.6kW，能效比为 3.5，试验结果显示年节能率在 20%~55%。

以上系统设备中的热管与空调机组共用风侧风道，或者直接采用两套系统进行简单叠加，会造成蒸气压缩制冷模式下风侧阻力的增加，降低蒸气压缩制冷的能效。另一方面，共用风侧风道虽然在一定程度上简化了系统构成，但并不包含制冷剂管路的复合结构，并不是严格意义上的一体式空调，故而两套或准两套系统，成本高，制冷系统和热管系统能

量调节不易控制，并且无法充分利用自然冷源。

5.4.2.3 旁通式重力型回路热管/蒸汽压缩一体式机房空调系统

旁通式重力型回路热管/蒸汽压缩一体式机房空调系统如图 5.4-10 所示。最早旁通式重力型回路热管/蒸汽压缩一体式机房空调系统是由日本学者 Okazaki T 等提出，它在原有蒸汽压缩空调器的基础上，在气液分离器前加设电磁阀，并设置单向阀，保证蒸发器低于冷凝器一定垂直距离，在室外温度较低时，系统在热管模式下运行；当室外温度较高时，机组切换至蒸汽压缩制冷模式。韩国 Lee S. 等提出一种采用 4 个电磁阀分别控制运行热管模式和制冷模式的一体式复合空调，并总结了充注量、换热器流程以及高度设计方法；清华大学石文星等将重力型分离式热管技术与蒸汽压缩式制冷技术结合，开发出小型一体重力复合空调，并开发了适合于两种模式性能特点的三通阀、蒸发器入口分液器和连接管等部件，使得热管模式的流动阻力有所降低，制冷效果大幅改善，并将研制的热管/蒸汽压缩空调机组在全国南北多个基站中进行试点应用，实测结果表明机组运行稳定、室内温度控制良好，在同等条件下，比常规基站空调节能 30%~45%，由于系统简单，相较于原来的空调产品，成本增幅低，故而该产品自研制成功后，产生了一定的规模效益，为小型机房、基站空调带来了较大幅度的能效与技术提升。以上三种重力热管一体复合型空调系统原理相同，三者区别在于是通过电磁阀还是三通阀切换工作模式。

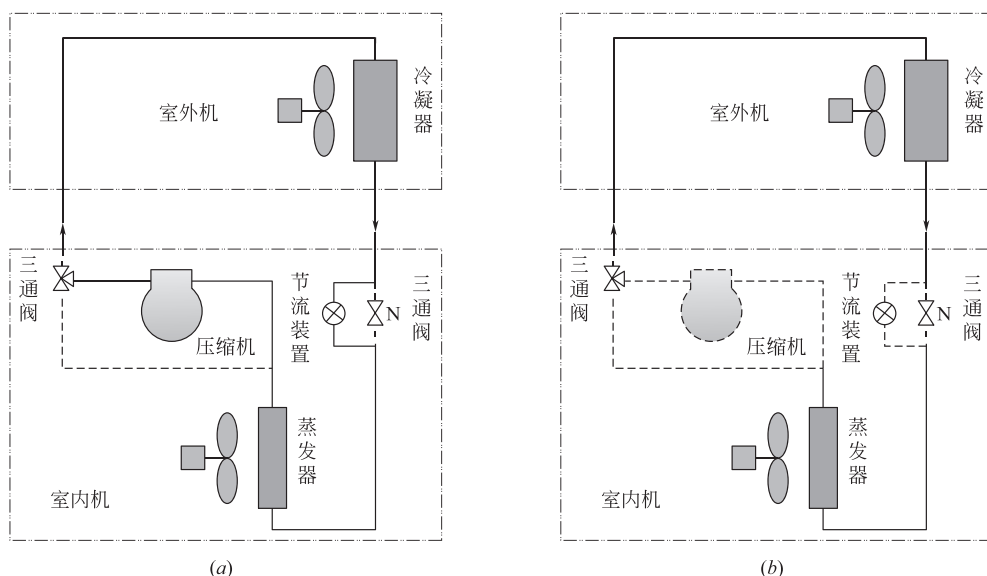


图 5.4-10 旁通式重力型回路热管/蒸汽压缩一体式机房空调系统

(a) 热管模式；(b) 制冷模式

5.4.2.4 基于三介质换热器的重力回路热管/蒸汽压缩一体式机房空调系统

基于三介质换热器的重力回路热管/机械制冷一体式机房空调系统原理级性能如图 5.4-11 所示。

该系统利用三介质换热器将机械制冷回路和回路热管回路耦合起来。三介质换热器采用翅片管式，内管为制冷剂通道，外管和内管之间的环形通道为热管工质通道，外管外侧布置翅片，为空气通道。机械制冷回路由压缩机、冷凝器、节流阀和三介质换热器的制冷

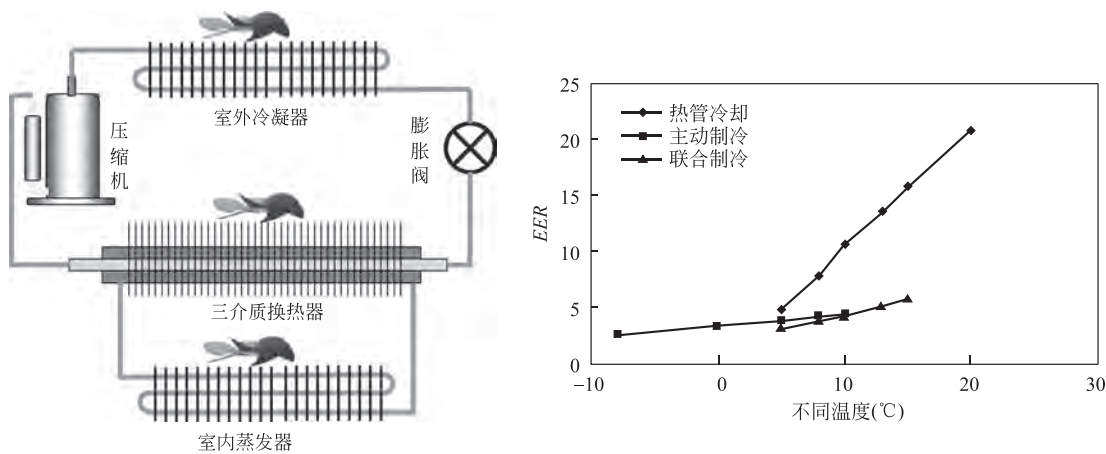


图 5.4-11 基于三介质换热器的重力回路热管/蒸气压缩一体式机房空调系统

工质通道组成。回路热管由三介质换热器的回路热管工质通道和蒸发器组成。蒸发器安装在室内，其余装置安装在室外。该系统有三种工作模式：热管模式、制冷模式和联合制冷模式。不通过阀门切换实现模式转换，每种模式下制冷剂的分布相近，并且均具备良好的制冷能力，热管模式 EER 值在 20°C 温差下达 20.8。全年能效比达到 12.0 以上（北京）。

5.4.2.5 基于双循环通道的重力回路热管/蒸气压缩一体式机房空调系统

图 5.4-12 给出了一种不依赖电磁阀的基于双循环通道的重力回路热管/蒸气压缩一体式机房空调系统。热管回路有两个循环通道，热管的工质可以通过室内侧的中间换热器与蒸气压缩制冷回路换热冷凝，也可以进入室外风冷冷凝器中冷凝。室外侧两台冷凝器仅共用风道。基于实验数据的分析结果显示，对于北京、哈尔滨等寒冷地区，采用这一系统的机房 PUE 可以下降 0.3 左右。

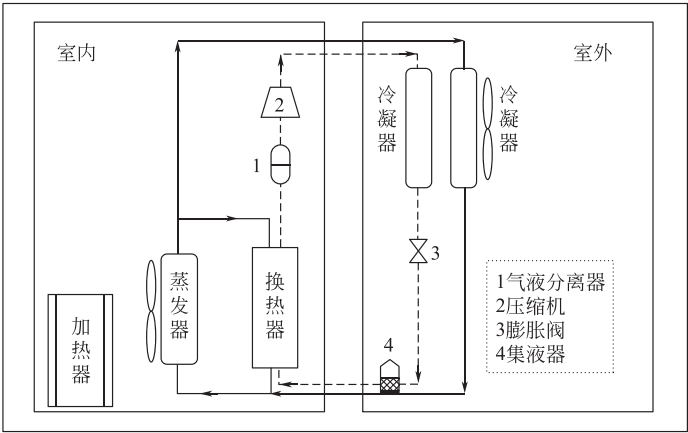


图 5.4-12 基于双循环通道的重力回路热管/蒸气压缩一体式机房空调系统

5.4.3 液泵辅助驱动回路热管冷却系统

重力型热管空调系统要求室外机组的位置必须高于室内机组，然而很多场合难以满足这种特定的要求，行业相继推出带有液泵驱动的复合空调产品，空调系统可根据室外环境

温度与室内负荷大小分别切换制冷模式、混合模式以及液泵循环模式，在很多地区场合得到了推广运用，并实现了一定程度的节能。但该产品在压缩机/液泵双驱模式（混合模式）下，通过提高制冷量实现能效比提升，并非真正意义上的利用过渡季节的自然冷源，主要是因为液泵的运行本身带来了能耗，如果压缩机本身可以低压缩比运行，膨胀阀具备宽幅流量调节功能，此时不运行液泵，能效比可以更高；并且在该温度区间由于系统制冷量很大，容易出现液泵与压缩机频繁启停的现象，这不仅增加能耗，也会使得高压侧的液泵频繁启停而损坏；同时在长配管、高落差工况下，液泵扬程不足，制冷性能衰减，故而该产品仍具有一定不足。

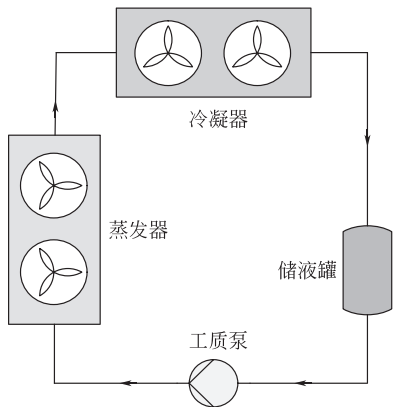


图 5.4-13 液泵驱动热管系统工作原理

5.4.3.1 液泵驱动热管系统

液泵驱动热管系统主要由冷凝器（室外侧）、蒸发器（室内侧）、液泵、储液罐和风机组成，通过管路连接起来，将管内部抽成真空后充入冷媒工质。如图 5.4-13 所示，系统运行时，由液泵将储液罐中的低温液体冷媒工质输送到蒸发器中并在蒸发器中吸热相变汽化，之后进入冷凝器中放热，被冷凝成液体，回流到储液罐中，如此循环，从而将室内的热量源源不断转移到室外，达到为数据机房冷却散热的目的。

液泵驱动热管系统在数据中心中的应用主要以列间级和房间级冷却形式为主，根据制冷量、安装空间和现场的实际情况，其室内机和室外机可以选择一台或者多台。单体室内机额定制冷量为 5~60kW；单体

室外机额定制冷量为 5~80kW。

5.4.3.2 液泵驱动热管与蒸汽压缩制冷复合系统

液泵驱动热管系统是利用室外气温较低的自然冷源进行冷却，在夏季室外气温较高时仍需开启蒸汽压缩制冷，为了避免使用两套独立的系统来实现全年供冷所造成的资金和空间上的过多占用，研究人员进一步提出将液泵驱动热管与蒸汽压缩制冷复合，主要包括液泵驱动热管自然冷却模式和蒸汽压缩制冷模式两个模式，如图 5.4-14 所示。在一定热负荷范围内，当温度足够低时，运行液泵驱动热管模式可以满足室内的换热需求。举例来说，5 匹压缩机额定制冷量为 11.62kW，则室外温度低于 8.40℃时运行液泵驱动热管模式

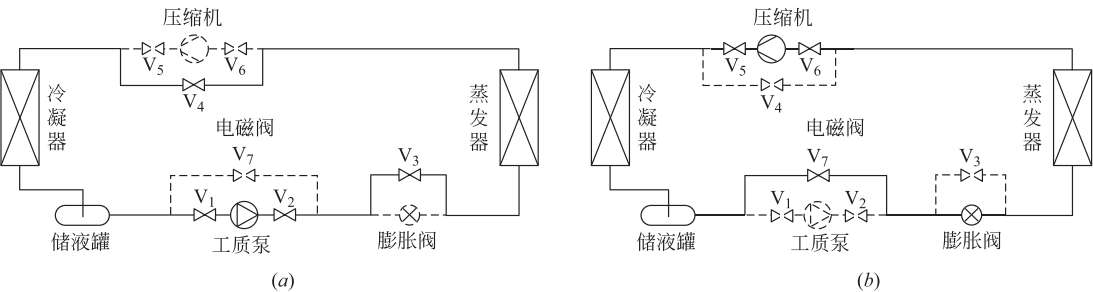


图 5.4-14 液泵驱动热管与蒸汽压缩制冷复合系统工作模式

(a) 液泵驱动热管自然冷却模式；(b) 蒸汽压缩制冷模式

可实现相应的换热量；3.5 匹压缩机额定制冷量为 8.13kW，则室外温度低于 12.32℃时运行液泵驱动热管模式可实现相应的换热量。

5.4.3.3 基于冷凝蒸发器/储液器的液泵驱动热管与蒸汽压缩制冷复合型制冷系统

图 5.4-15 所示为一种基于冷凝蒸发器/储液器的液泵驱动热管与蒸汽压缩复合型制冷系统，该系统通过液泵驱动的动力热管系统与压缩制冷系统在冷凝蒸发器处进行复叠构成，热管冷凝器与制冷冷凝器叠合而成，共用一个风机，冷凝蒸发器采用壳管式换热器，系统能够根据室外温度以及机房负荷分别切换热管模式、复合模式以及制冷模式，实现了热管与机械制冷同时运行，将热管复合（复叠）型空调机组与风冷直膨式机组、风冷双冷源冷水机组在广州、上海、北京、哈尔滨 4 个地区进行能效模拟对比分析，结果表明热管复合式机组节能率为 4.8%~46%。

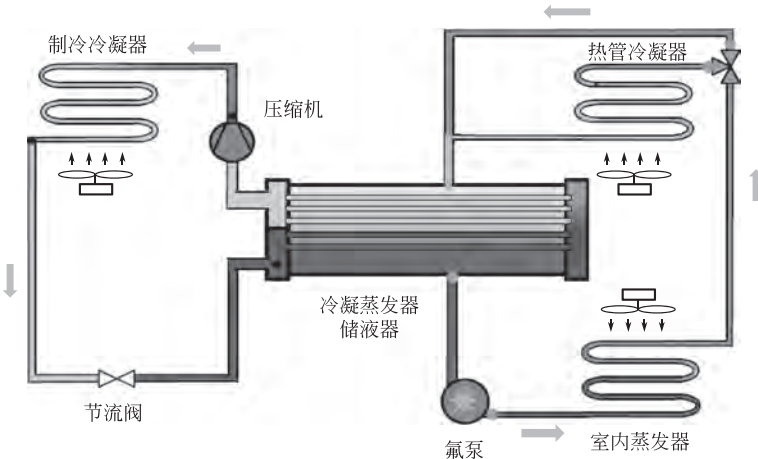


图 5.4-15 基于储液器的复合制冷系统
1—压缩机；2—制冷冷凝器；3—节流装置；4—低压储液器；
5—蒸发器；6—液泵；7—三通阀；8—热管冷凝器

图 5.4-16 所示为一种基于储液器的液泵驱动热管与蒸汽压缩复合型制冷系统，系统由蒸汽压缩制冷系统与分离式热管系统通过低压储液器耦合复合构成，实现按需制冷；包括压缩机、制冷冷凝器、节流装置、低压储液器、液泵、蒸发器、热管冷凝器，在三通阀的作用下，系统可根据室外环境温度以及室内负荷需求分别切换运行制冷模式、复合模式以及热管模式。通过样机试验数据显示，在北京地区，热管复合空调 AEER 达到 6.6，与传统风冷直膨机房精密空调相比，全年能效比 AEER 提高 45%以上。

5.4.3.4 磁悬浮压缩机/液泵复合制冷系统

图 5.4-17 给出了磁悬浮压缩机/液泵驱动的复合制冷系统，包括冷水末端性和冷媒末端性两种。采用磁悬浮或者气悬浮压缩机，具备小压比、变容量、无油运行，拓宽自然冷却工作温区与工作时间，降低数据中心能耗。

根据上述图 5.4-17（a）原理设计一台 60 冷吨的热管型风冷磁悬浮冷水机组样机以及列间冷冻水末端，样机匹配了制冷剂泵，并在实验室进行性能实验，压缩机采用丹佛斯天磁 TT300 系列，制冷剂采用 R134a，测试出水/回水温度在 12℃/17℃、15℃/20℃工况下机组性能。

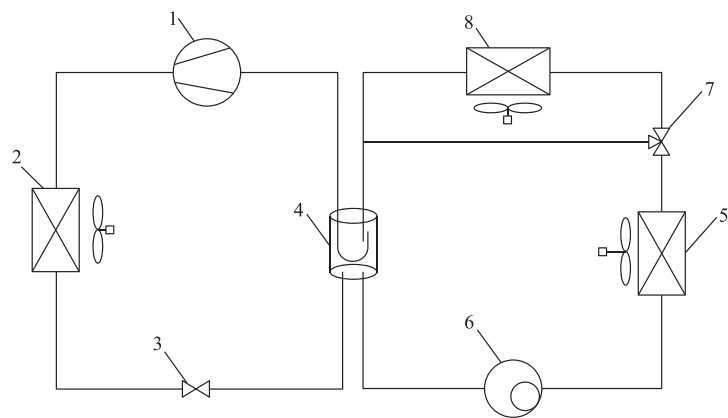


图 5.4-16 基于冷凝蒸发器复合型制冷系统

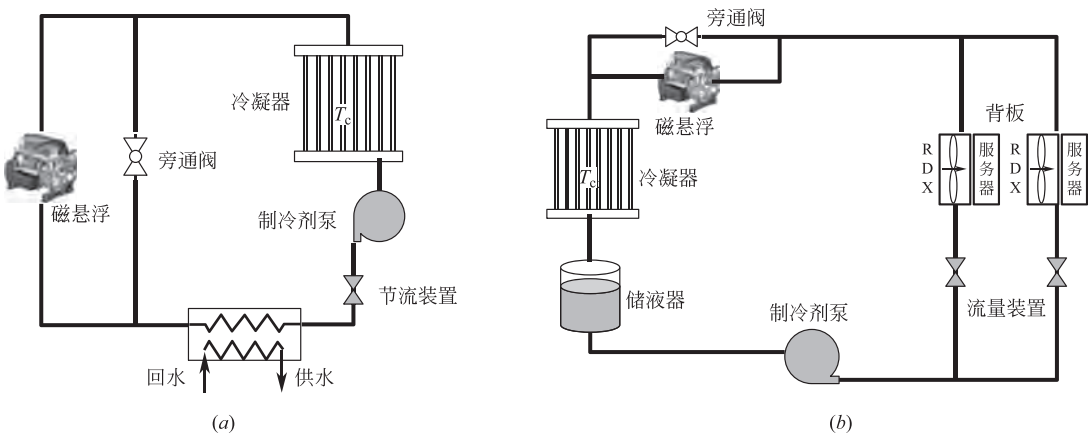


图 5.4-17 磁悬浮压缩机/液泵驱动的复合制冷系统
(a) 冷冻水末端性；(b) 冷媒末端性

对于风冷磁悬浮主机以及末端，本次测试采用分开测试，其中末端采用室内 37℃ 回风的列间冷冻水末端进行 12℃/17℃、15℃/20℃ 进水/出水温度性能实验，由于末端采用多联式，故而只测试其中一个末端性能，并将整个主机+冷冻水末端（包括一台主机以及 4 台冷冻水末端）的综合性能进行评价，在室外全工况下，当主机采用 12℃/17℃ 进水/出水温度时，由于主机在控制上采用了上述热管型最小温差控制技术，故而当室外 0℃ 时，机组可以通过液泵热管模式满负荷运行，制冷量也达到了 190kW，默认在室外 0℃ 时及更低温度时运行液相热管替代制冷模式。而在室外 25℃ 以内时，压缩机运行压缩比较低，机组已经运行在混合模式。当机组采用 15℃/20℃ 进水/出水温度时，机组在室外 5℃ 时即可运行液泵热管模式，制冷量也达到 175kW。将机组在室外全工况下数据绘制曲线如图 5.4-18 所示。

通过图 5.4-18 (a) 的数据可以发现，由于随着室外温度的降低，数据中心负荷略有降低，而本次整机在全工况下制冷量都在 200kW 附近，基本满足了制冷量要求。其中 15℃/20℃ 进出水温工况下机组的性能整体优于 12℃/17℃ 进出水温工况，通过标准工况整

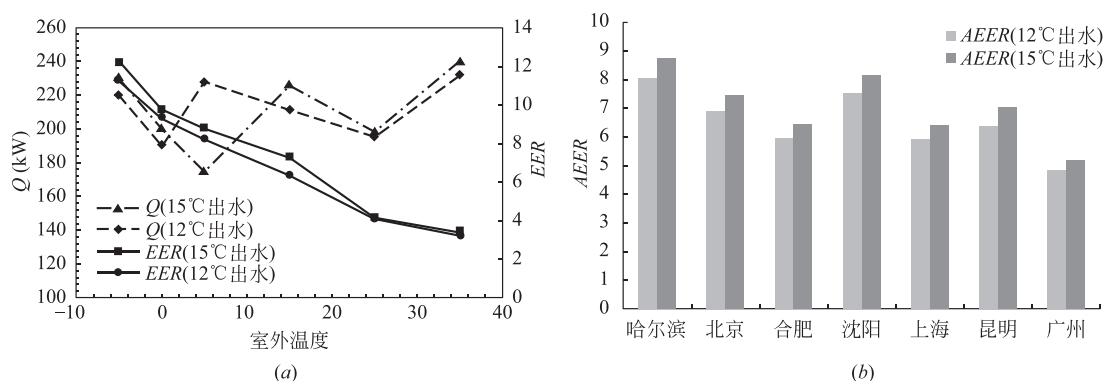


图 5.4-18 冷冻水末端型磁悬浮压缩机/液泵驱动热管复合型制冷系统性能

(a) 制冷量与 EER; (b) 不同城市 AEER

机 EER 显示, 算上室外风机、水泵、室内风机、压缩机以及氟泵所有功率, 整机 EER 只有 3.3 左右, 与常规中小型变频列间级机房空调相比, 节能大约 10%, 效益并不是很明显。而随着室外温度降低, 冷水机组与常规中小型机房空调能效拉开了差距, 尤其室外温度低于 25°C 以后, 机组进入混合模式时, 节能效益明显提升; 当机组完全进入液相热管模式时, 机组节能效益远远高于常规中小型机房空调, 常规中小型机房空调在液相热管模式下, 在室外 0°C 时, 其机组 EER 只有 6.2 左右, 而在室外 -5°C 时, 也只有 7.5 左右; 而磁悬浮机组在室外 0°C 时, 其机组 EER 超过 9, 而在室外 -5°C 时, 超过了 11, 液泵的节能特性被很好的发挥了。对于本次机组匹配的液泵来说, 其满负荷功率只有 0.8~1kW, 其液泵 COP 都超过了 200, 甚至达到 300; 而对于中小型机房空调由于单机机组制冷量一般小于 50kW, 功率也达到 0.5~0.7kW 左右, 液泵 COP 仅仅为 70~100, 故而液泵性能被一定程度的限制。

图 5.4-18 (b) 给出了全国七个典型城市的 AEER。整机在北京地区采用 12°C/17°C 进出水温时 AEER 达到 8.05, 相较于常规机房空调而言, 节能率大幅提升, 而采用 15°C/20°C 进出水温时 AEER 达到 8.74。在全国七个典型城市综合分析来看, 热管型冷冻水空调系统节能效果显著, 非常适用于大型数据中心冷却散热。上述系统如果采用水冷或蒸发冷, 其能效会更进一步提升, 因为风冷机组在标况下冷凝温度一般要 48°C 左右, 而水冷则只有 38°C 左右, 使得系统更趋近热管循环, 拓宽了上述热管型空调制冷系统的运行温区, 提高了整机能效。

根据图 5.4-17 (b) 设计的一台 60 冷吨的热管型风冷磁悬浮制冷剂机组样机以及热管背板末端, 样机匹配了制冷剂泵 (高压侧制冷剂泵), 并在实验室进行性能实验, 压缩机同样采用丹佛斯天磁 TT300 系列, 制冷剂采用 R134a, 测试蒸发温度在 15°C、18°C 下的机组性能。

末端采用室内 37°C 回风的热管背板末端进行 15°C、18°C 蒸发温度性能实验, 由于末端采用多联式, 故而只测试其中一个末端性能, 并将整个主机+热管背板末端 (包括一台主机以及 10 台热管背板末端) 的综合性能进行评价, 其中在室外全工况下, 当主机采用 15°C 蒸发温度时, 由于主机在控制上采用了上述热管型最小温差控制技术, 故而当室外 5°C 时, 机组可以通过液泵热管模式满负荷运行, 制冷量也达到了 182kW, 故而默认在室

外 5℃ 及更低温度时，运行液相热管替代制冷模式，而在室外 25℃ 以内时，压缩机运行压缩比较低，机组已经运行在混合模式。当机组采用 18℃ 蒸发温度时，机组在室外 10℃ 时即可运行液泵热管模式，制冷量也达到 191kW。将机组在室外全工况下实验以及模拟数据绘制曲线如图 5.4-19 所示。

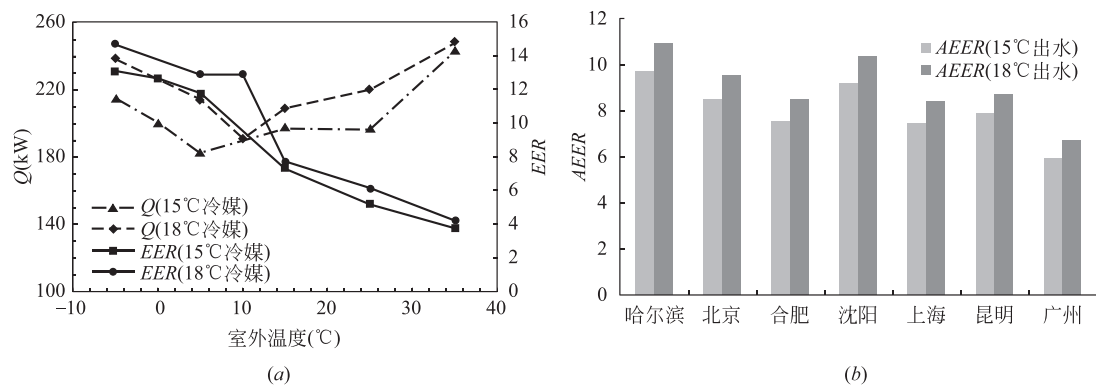


图 5.4-19 冷媒末端型磁悬浮压缩机/液泵驱动热管复合型制冷系统性能
(a) 制冷量与 EER; (b) 不同城市 AEER

通过图 5.4-19 (a) 可以发现，整机在全工况下制冷量都在 200kW 左右，基本满足了制冷量要求。其中 18℃ 蒸发温度工况下，机组的性能整体优于 15℃ 蒸发温度工况，通过标准工况下整机 EER 显示，算上室外风机、氟泵、室内风机以及压缩机所有功率，EER 超过 3.8，节能率超过 20%，而随着室外温度降低，节能效果显著，尤其室外温度低于 25℃ 以后，机组进入混合模式时，其节能效益大幅提升。在室外 10℃ 时，机组完全进入液相热管模式，其机组 EER 超过 12，而在室外 -5℃ 时，机组 EER 超过 14，远远优于常规机房空调，将液泵驱动的液相热管系统高能效特性完全发挥出来。因为本次机组匹配的液泵满负荷功率只有 0.8~1kW，当磁悬浮压缩机作为气泵使用时，其 COP 最大也仅仅达到 20；而采用液泵运行时，其 COP 可以接近 300，远远高于气泵。

图 5.4-19 (b) 给出了全国七个典型城市的 AEER。整机在北京地区采用 15℃ 蒸发温度时 AEER 达到 8.47，相较于常规机房空调而言，节能率大幅提升，而采用 18℃ 蒸发温度时 AEER 达到 9.54，在全国七个典型城市综合分析来看，新热管型制冷剂空调系统节能效果显著，非常适用于大型数据中心冷却散热。上述系统如果采用水冷或蒸发冷，其能效会更进一步提升，因为风冷机组在标况下冷凝温度一般为 48℃ 左右，而水冷则只有 38℃ 左右，使得系统更趋近热管循环，拓宽了上述热管型空提制冷系统的运行温区，提高了整机能效。

5.4.4 气泵（压缩机）驱动回路热管冷却系统

图 5.4-20 所示的气泵（压缩机）驱动的回路热管，在室外温度高于室内温度时，可以运行于蒸汽压缩制冷工况；随着室外温度的降低，可以调节压缩机的压缩比，使其满足小压缩比制冷运行的要求；而在室外温度低于室内温度时，可以运行于热管模式，压缩机只提供气体流动所需要的动力，实现高效自然冷却。

气泵热管型空调运行原理：系统可根据室外环境温度以及室内负荷需求分别切换运行

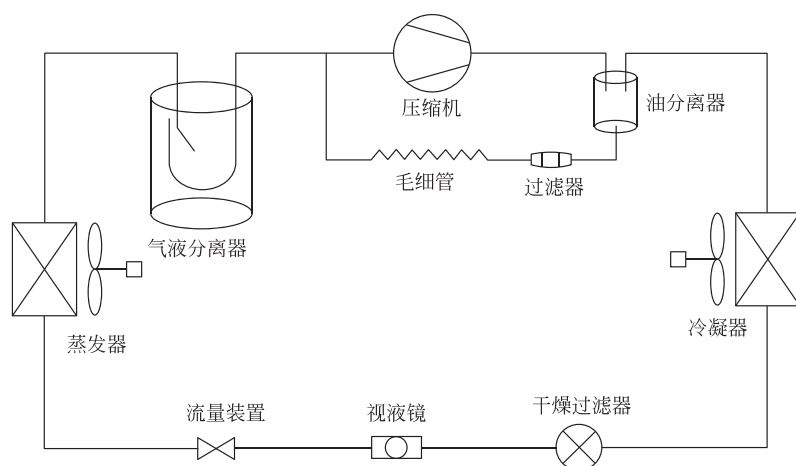


图 5.4-20 气相动力回路热管机房空调系统原理图

制冷模式、过渡模式以及热管模式。热管型制冷系统执行分区运行控制模式，将环温带分解为制冷区、过渡区和热管区。制冷区循环模式 ($\Delta t \leq t_1$)：制冷系统工作，自蒸发器出来的气态制冷剂被压缩机吸入进行压缩、冷凝、节流进入末端蒸发器进行蒸发吸热，实现制冷，此时流量装置为节流装置；过渡区循环模式 ($t_1 < \Delta t < t_2$)：根据室内负荷以及室外温度，调节压缩机运行转速、室外风机转速以及流量装置开度，最大化利用自然冷源，构造出具有节能效益的近似热管系统，实现按需制冷，此时流量装置进行适当节流降压，理论分析只要室内、外具有温差，就可以利用温差运行热管模式，但从实际产品角度去分析，室内、外换热器不可能无限大，故而实际产品在过渡模式时系统已经具备一定的自然温差；热管循环模式 ($t_2 \leq \Delta t$)：流量装置完全打开，由蒸发器、压缩机、冷凝器以及流量装置构成一个最简单的气相动力型分离式热管系统，控制风冷换热器的换热能力和压缩机转速使冷量与热负荷相匹配。

5.4.4.1 变频转子压缩机（气泵）驱动热管复合型制冷系统

根据上述系统原理图设计一款 10kW 小型机房空调样机，样机采用变频转子压缩机，并对压缩机进行了技术优化，可实现低压比运行，其 MAP 图如图 5.4-21 所示，其中压缩机可在压缩比 $\epsilon \geq 1.1$ 下安全运行，R410A 制冷剂，控制室内干球/湿球温度为 38℃/20.8℃，测试样机制冷性能与能效。

图 5.4-22 为热管型机房空调制冷量以及全工况下能效测试对比情况，热管型空调系统能够很好利用过渡季节与低温季节的自然冷源，当室外温度大于 25℃ 时，系统运行制冷模式，完成机房散热。

当室外温度低于 25℃ 时，利用补偿温差换热原理，通过室外自然冷源构造出具有节能效益的近似热管系统，协调控制压缩机运行频率、风机转速以及膨胀阀开度，在制冷量达到额定设计指标前提下，系统能效比提高 5%~30%，表明通过该控制方法系统能够很好的完成制冷过程，最大化利用自然冷源，实现系统节能运行。当室外温度低于 5℃ 时，通过压缩机、油分离器、冷凝器、流量装置、蒸发器及气液分离器构成一个最简单的气相动力型分离式热管系统；随着室外环境温度降低，热管系统制冷量呈稳定增长趋势，且近似呈线性变化关系；这是因为此时压缩机运行频率低，整个系统压力损失小，大约 1.5~

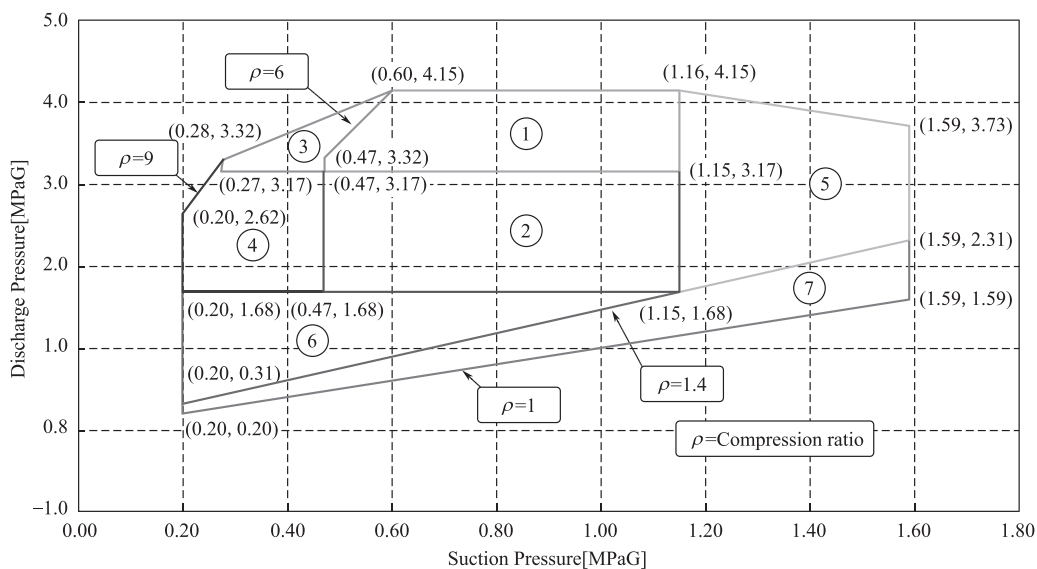


图 5.4-21 变频转子压缩机 MAP 图

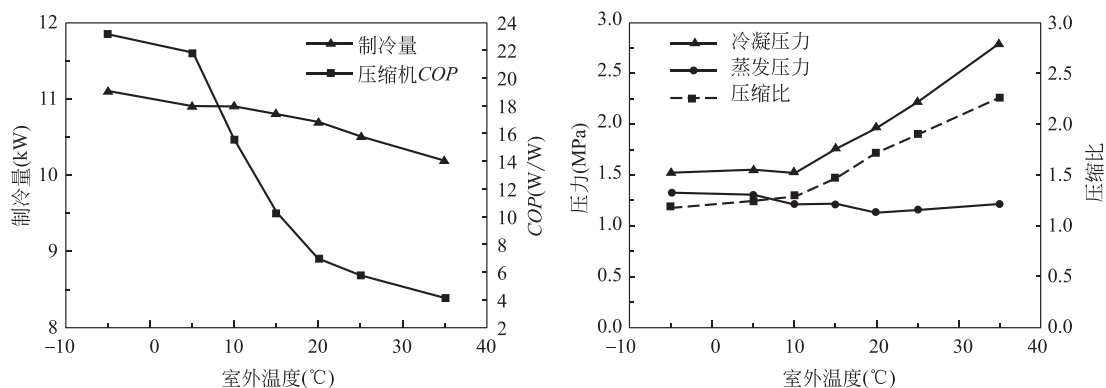


图 5.4-22 变频转子压缩机（气泵）机组性能

2.0bar，仅克服管路及换热器阻力，故系统能效高，可完全替代常规压缩制冷系统，实现数据中心低能耗冷却。

机组的能效比 EER 和全年能效比 $AEER$ 与常规机房空调相比，如图 5.4-23 和图 5.4-24 所示。通过整机能效 EER 以及压缩机单体 COP 分析可知，在标况下，整机能效 EER 为 2.9，压缩机单体 COP 大约为 3.7，随着室外温度降低，能效 EER 与压缩机单体 COP 均大幅提升，在室外 $5\sim-5^{\circ}\text{C}$ 时，压缩机单体 COP 超过 20，说明变频转子压缩机作为气泵使用具有很高的节能效益。

以北京地区为例，常规定速风冷直膨式机房空调 $AEER$ 为 4.0，而热管型机房空调 $AEER$ 为 5.8，全年能效比 $AEER$ 提高 40% 以上，纵然在广州地区，机组节能率也达到 19.4%。尤其的，该机组在部件配置上与常规机房空调基本相同，故而具有显著的成本优势，同时相较于液相热管空调系统，不含制冷剂泵、板式换热器等部件。热管型空调系统部件少，整体故障率降低，即系统越简单，可靠性越高。

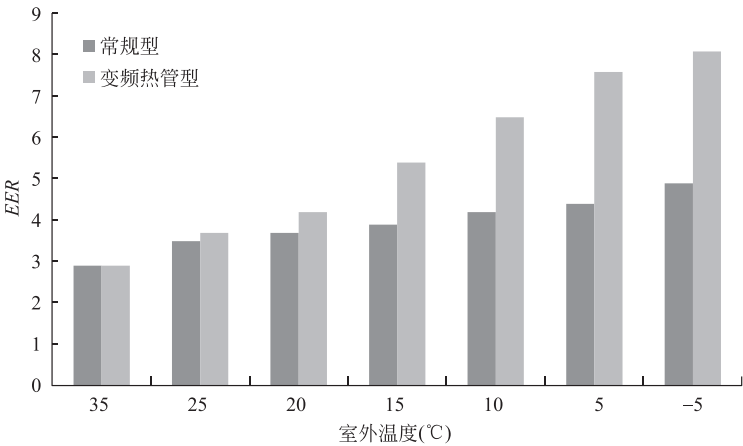


图 5.4-23 变频转子压缩机热管型系统 EER

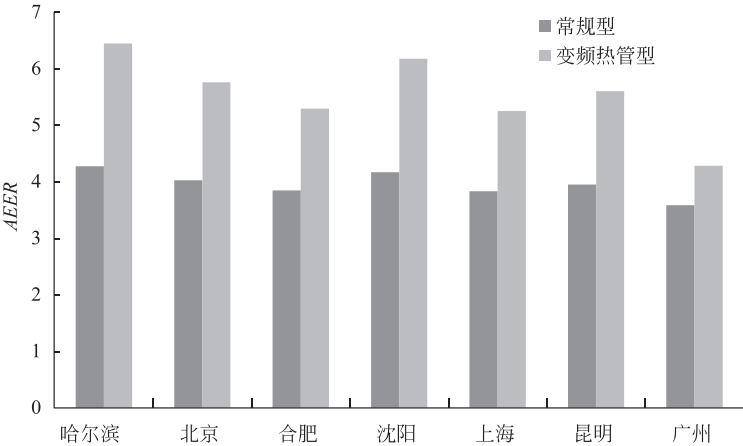


图 5.4-24 变频转子压缩机热管型系统 AEER

5.4.4.2 变频涡旋压缩机（气泵）驱动热管复合型制冷系统

根据图 5-56 设计的一款 25kW 变频列间热管型机房空调，R410A 制冷剂，将现有变频涡旋压缩机进行技术升级，压缩机采用油泵供油，纵然在 15rps 转速下，压缩机也可以正常回油；压缩机可在压缩比 $\epsilon \geq 1.15$ 下安全运行，其运行 MAP 图如图 5.4-25 所示，控制蒸发温度 $(15 \pm 1)^\circ\text{C}$ ，由于系统本身阻力接近 2bar，故而最低冷凝温度 $(19 \pm 1)^\circ\text{C}$ ，系统最低压缩比接近 1.2，在压缩机安全范围内。

图 5.4-26 给出了该机组不同室外温度下的运行性能。当室外温度大于 0°C 时，机组制冷量满足设计需求。特别的，在室外温度低于 0°C 后，实际机房负荷会有所降低，故而本次控制系统制冷量满足 80% 额定制冷量为目标，通过室外全工况机组制冷量显示，机组性能达到设计需求。当室外温度低于 25°C 以后，机组即可采用上述补偿温差换热原理实现节能运行，此时机组 EER 达到 4.85，较常规机房空调已经有 5%~10% 的节能效果；当室外温度低于 10°C 以后，机组逐渐进入气相热管模式，此时冷凝温度接近 22°C ，EER 达到 7.28，与常规空调 EER 相比提高 45%；当室外温度低于 5°C 以后，蒸发温度为 14.2°C ，

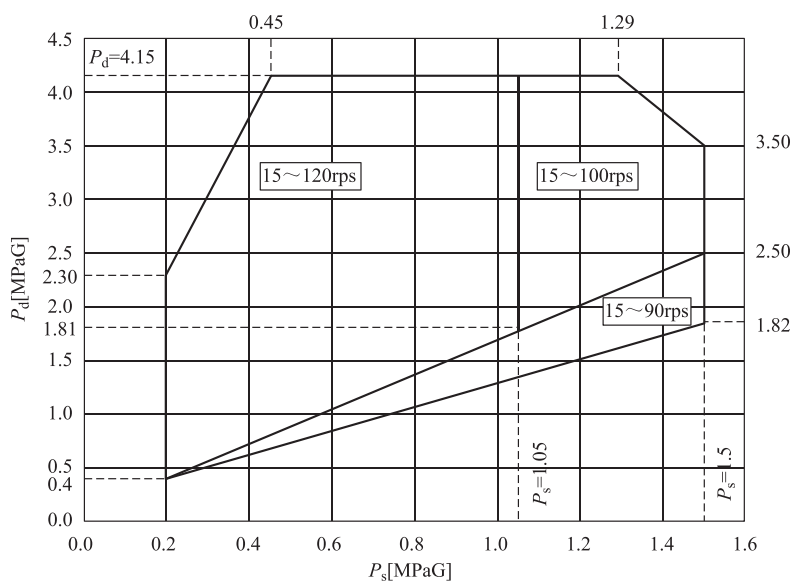


图 5.4-25 变频涡旋压缩机 MAP 图

冷凝温度为 18.6°C ， EER 高达 8.31，随着室外温度继续降低，自然温差非常大，需要通过控制系统实现机组在压缩比 $\epsilon \geq 1.15$ 下运行，保证机组安全稳定运行。通过数据分析表明，利用热管温差换热原理，通过补偿最小温差实现机组最低能耗运行具有很好的节能效益，机组可以最大化利用室外自然冷源。

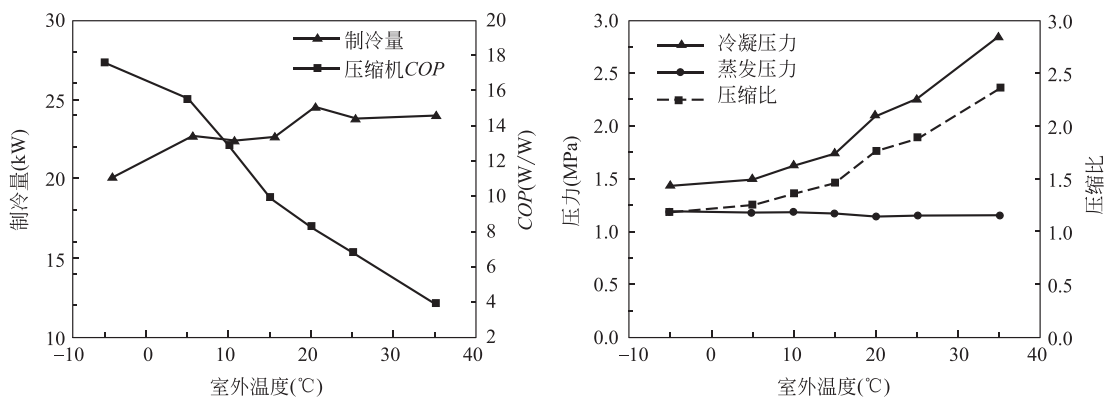


图 5.4-26 变频涡旋压缩机（气泵）机组性能

图 5.4-27 给出了 7 个典型城市的全年能效比 $AEEER$ 。以北京地区为例，常规风冷直膨式机房空调 $AEEER$ 为 4.4，而热管型机房空调 $AEEER$ 为 6.7，全年能效比 $AEEER$ 提高 50% 以上，纵然在广州地区，机组节能率也达到 31%。尤其的，该机组在部件配置上与常规机房空调基本相同，未增加成本，故而具有显著的成本优势，相较于液相热管空调系统，不含制冷剂泵、板式换热器、阀门等部件，部件少，整体故障率降低，即系统越简单可靠性越高。

通过曲线中压缩机 COP （不考虑内、外风机功率）可以看出，标况下压缩机 COP 为